

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta stojní  
Katedra částí a mechanismů strojů



**Konstrukční návrh čtyřhřídelové jednostupňové redukce  
nákladního automobilu**

*Design of a Four-shafts One Stage Gear Reduction for a Truck*

Student:

Bc. Jiří Marek

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Vladimír Moravec, CSc.

Ostrava 2011

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby.

V Ostravě .....

.....  
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jiří Marek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

700 30 Ostrava-Hrabůvka, Moravská 97

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MAREK, J. *Konstrukční návrh čtyřhřídelové jednostupňové redukce nákladního automobilu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, 63 s. Vedoucí práce: Moravec, V.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a výpočtem čtyřhřídelové jednostupňové redukce nákladního automobilu. V úvodní části práce je popsána redukční převodovka obecně a také je uveden přehled provedení redukcí. Pro určení zatížení, pro které je provedena pevnostní kontrola jednotlivých součástí, je provedena kontrola adhezního omezení. Pro toto zatížení a další zadané parametry je vypracováno konstrukční řešení redukce. Ozubení HCR a hřídele jsou pevnostně zkontrolovány. Pro prvotní posouzení ložisek je stanovena jejich trvanlivost pro maximální zatížení. Dále jsou navrženy a pevnostně zkontrolovány spoje pro přenos krouticího momentu z hřídelí na ozubená kola a naopak. Součástí diplomové práce je sestavný výkres varianty s převodovým poměrem 0,95 a výrobní výkres vloženého ozubeného kola.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

MAREK, J. *Design of a Four-shafts One Stage Gear Reduction for a Truck: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2011, 63 p. Thesis head: Moravec, V.

Master thesis deals with an engineering design and calculation four-shafts one stage gear reduction for a truck. In introductory part of work is describe reduction gear generally and summary of the design reduction. For strength calculation of individual parts is carry out adhesive limitation control. For this load and other specified characteristics is work up an engineering design of the reduction. Gearing HCR and shafts are strength calculation and determinate bearing life for maximum load. Next are designed and strength calculated connection for transmission torque from shafts to gearwheels respectively. Part of master thesis is assembly drawing of the gear ratio 0,95 variants and manufacturing drawing of the insert gearwheel.

# OBSAH

Seznam použitých označení . . . . .	8
1 Úvod . . . . .	10
1.1 Redukční převodovka obecně . . . . .	10
1.2 Přehled provedení redukcí . . . . .	10
1.3 Koncepce podvozku Tatra . . . . .	12
1.3.1 Přídavný převod Tatra . . . . .	13
2 Cíl práce . . . . .	15
3 Zatížení přídavného převodu . . . . .	17
3.1 Kontrola adhezního omezení . . . . .	17
4 Výpočet ozubení . . . . .	19
4.1 Návrh koncepce převodu . . . . .	19
4.2 Geometrický výpočet soukolí . . . . .	21
4.2.1 Parametry základního profilu . . . . .	21
4.2.2 Trvání záběru ozubených kol . . . . .	22
4.2.3 Volba počtu zubů . . . . .	23
4.2.4 Výpočet geometrie ozubení . . . . .	24
4.3 Pevnostní kontrola ozubení . . . . .	26
4.3.1 Vlastnosti použitých materiálů . . . . .	28
4.3.2 Určení zatížení . . . . .	29
4.3.3 Pevnostní výpočet ozubení . . . . .	29
5 Pevnostní kontrola hřídelí . . . . .	31
5.1 Zatížení hřídelí od ozubených kol . . . . .	31
5.2 Reakce v ložiskách, ohybové momenty . . . . .	32
5.2.1 Hřídel H1 . . . . .	32
5.2.2 Hřídel H2 . . . . .	35
5.2.3 Hřídel H3 . . . . .	38
5.2.4 Hřídel H4 . . . . .	41
5.3 Mechanické vlastnosti hřídelí . . . . .	43
5.4 Statická kontrola hřídelí . . . . .	43
5.5 Průhyby a naklopení hřídelí . . . . .	45

6	Kontrola ložisek . . . . .	47
6.1	Ložiska hřídele H1 . . . . .	50
6.2	Ložiska hřídele H2 . . . . .	51
6.3	Ložiska hřídele H3 . . . . .	52
6.4	Ložiska hřídele H4 . . . . .	53
7	Kontrola spojů po přenos krouticího momentu . . . . .	55
7.1	Drážková spojení . . . . .	55
7.1.1	Rozměry drážkového spoje . . . . .	55
7.1.2	Pevnostní kontrola drážkového spoje . . . . .	56
8	Závěr . . . . .	59
	Seznam použitých pramenů . . . . .	61
	Seznam příloh . . . . .	63

## SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

$a$	[mm]	osová vzdálenost
$a_1$	[-]	součinitel spolehlivosti ložiska
$a_{SKF}$	[-]	součinitel teorie trvanlivosti ložiska podle SKF
$b$	[mm]	šířka ozubení
$d$	[mm]	průměr
$e$	[mm]	výpočtový součinitel ložiska
$h$	[mm]	výška zubu
$k$	[-]	bezpečnost
$l$	[mm]	společná délka stykové plochy
$m$	[mm]	modul
$p$	[-, MPa]	exponent rovnice trvanlivosti ložiska, tlak
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky
$s$	[mm]	tloušťka zubu
$u$	[-]	převodový poměr
$w$	[μm]	celkový průhyb hřídele
$x$	[-, -, μm]	jednotková korekce, souřadnice, průhyb hřídele v rovině x
$y$	[-, μm]	souřadnice, průhyb hřídele v rovině y
$z$	[-, -]	počet zubů, souřadnice
$C$	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska
$D$	[mm]	průměr
$F$	[N]	síla
$G_{ADH}$	[kg]	adhezní hmotnost vozidla
$K_a$	[N]	axiální zatížení
$L_{nm}$	[10 <sup>6</sup> ]	trvanlivost ložiska v miliónech cyklů
$L_{nmh}$	[hod]	trvanlivost ložiska v provozních hodinách
$M$	[N.m]	moment
$P$	[kN]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
$P_u$	[kN]	mezní únavové zatížení ložiska
$R$	[N]	reakce
$R_{DYN}$	[m]	dynamický poloměr pneumatiky
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_m$	[MPa]	mez pevnosti
$S$	[-]	bezpečnost
$W$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul
$Y$	[-, -]	součinitele výpočtu na ohyb, součinitel axiálního zatížení ložiska
$Z$	[ $\sqrt{MPa}$ , -]	součinitele výpočtu na dotyk

$\alpha$	[°]	úhel záběru profilu
$\beta$	[°]	úhel sklonu zubů
$\varepsilon_\alpha$	[-]	součinitel záběru profilu
$\varepsilon_\beta$	[-]	součinitel záběru kroku
$\varepsilon_\gamma$	[-]	celkový součinitel trvání záběru
$\eta_c$	[-]	součinitel znečištění maziva
$\kappa$	[-]	viskózní poměr maziva
$\nu$	[mm <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	viskozita
$\rho$	[mm]	zaoblení
$\sigma$	[MPa]	normální napětí
$\tau$	[MPa]	tečné napětí
$\varphi$	[-, °, ', -]	součinitel adheze, úhel, naklopení hřídele, relativní funkční počet drážek
$\psi$	[°]	úhel

#### Indexy

-	roztečný válec (bez indexu)
<i>a</i>	hlavový válec, hlava zubu, axiální (síla)
<i>b</i>	základní válec
<i>lim</i>	bod zlomu Wöhlerovy křivky
<i>n</i>	normální
<i>r</i>	radiální (síla)
<i>red</i>	redukované (napětí)
<i>t</i>	čelní, obvodová (síla)
<i>tw</i>	čelní provozní
<i>w</i>	valivý

<i>DOV</i>	dovolený (tlak)
<i>F</i>	ohyb
<i>H</i>	dotyk
<i>K</i>	krut
<i>O</i>	ohyb
<i>P</i>	přípustné (napětí), týkající se nástroje
<i>S</i>	statická (bezpečnost), střední (průměr)

0	poměrná veličina vztažená na normální modul
---	---



# 1 ÚVOD

## 1.1 Redukční převodovka obecně

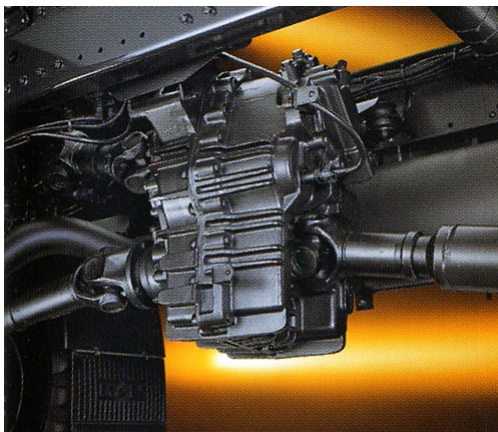
Redukce, redukční převodovka, nebo též přídavný převod se u nákladních automobilů používá pro zvětšení rozsahu převodů ( $u_{Cmax}/u_{Cmin}$ ) a tím pro zvýšení krouticího momentu přenášeného na kola vozidla a ke zvýšení tažné síly. Toho je využito zejména při průjezdu těžkým terénem a také při překonávání převýšení s vysokým stoupáním. Z tohoto důvodu bývají redukce obvykle dvoustupňové, s převodem pro provoz na silnici a pro pohyb vozidla v terénu. Také se pomocí redukce mění vzdálenost vstupního a výstupního hřídele a díky tomu je možný snadný rozvod krouticího momentu k zadním i předním hnáným nápravám. Dále nalézá uplatnění u vozidel nebo strojů, u kterých je zapotřebí vyšších otáček motoru při pomalé jízdě, např. při použití přídavného pohonu speciálního zařízení. V tomto případě se jedná o redukce vícestupňové (tzv. plazivé převody). Redukční převodovka bývá obvykle umístována do hnacího traktu za základní řaditelnou převodovku. Odtud bývá krouticí moment dále distribuován k jednotlivým hnacím nápravám, případně k přídavným pohonům.

## 1.2 Přehled provedení redukcí

Redukční převodovka má své nezastupitelné místo v pohonu vozidla prakticky u všech světových výrobců nákladních automobilů určených pro pohyb v obtížných terénních podmínkách. Obvykle se nejedná o unifikovanou součást hnacího ústrojí, každý výrobce přizpůsobuje její vlastnosti svým potřebám. Rozdíly lze nalézt v samotné konstrukci, použitých materiálech, zatíženích, pro která jsou dimenzována, ovládání řazení i umístění a upevnění, atd. Některé se montují přímo na převodovku, jiné na rám vozu, speciálním případem je Tatra, kdy je přímo součástí nosné konstrukce. V následujícím textu jsou uvedeny příklady v současnosti vyráběných přídavných převodovek MAN, ZF a Tatra a jejich charakteristika.

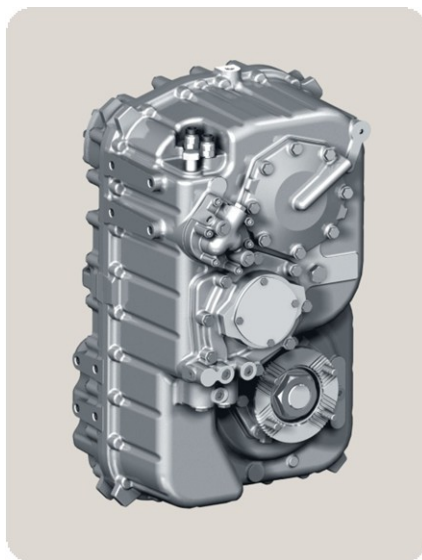
Redukční převodovky G102, G172 a G252 jsou montovány do vozidel MAN s motory o výkonu až 735kW a celkové hmotnosti soupravy až 250 t, a to ve variantách s možností připojení přední nápravy a trvale připojenou zadní nápravou, nebo s trvalým přenosem momentu na přední i zadní nápravu. Připojování přední nápravy je prováděno pneumaticky. Jedná se o dvoustupňovou redukci se silničním a terénním převodem rovněž řaditelným pneumaticky. Nízkou hmotnost zajišťuje skříň vyrobená z hliníkové slitiny. Všechny ozubená kola a hřídele jsou vyráběny z vysokopevnostních cementačních ocelí. Vzdálenost vstupního

a výstupního hřídele se pohybuje v rozmezí 300 až 350 mm. Mazání zajišťuje olejové čerpadlo. Je možná montáž chladiče oleje s filtrem.



*Obr. 1.1 – Příklad redukční převodovky MAN [16]*

Společnost ZF resp. Steyr vyrábí přídatné převodovky VG 750, VG 1200, VG 1600, VG 2000 a VG 2700 určené pro středně těžké a těžké nákladní automobily. Jedná se o dvoustupňový přídatný převod montovaný do rámu s možností odběru momentu pro přídatný pohon o velikost 2000 N.m. Maximální hodnoty vstupního momentu dosahují 33000 N.m a maximální otáčky  $2800 \text{ min}^{-1}$ . Kompaktní rozměry a hmotnostně optimalizovaná skříň vyrobená z hliníkové slitiny zajišťují její nízkou hmotnost. Osová vzdálenost se pohybuje v rozmezí 300 až 396 mm. Součástí je olejové čerpadlo, s možností montáže chladičového zařízení oleje.



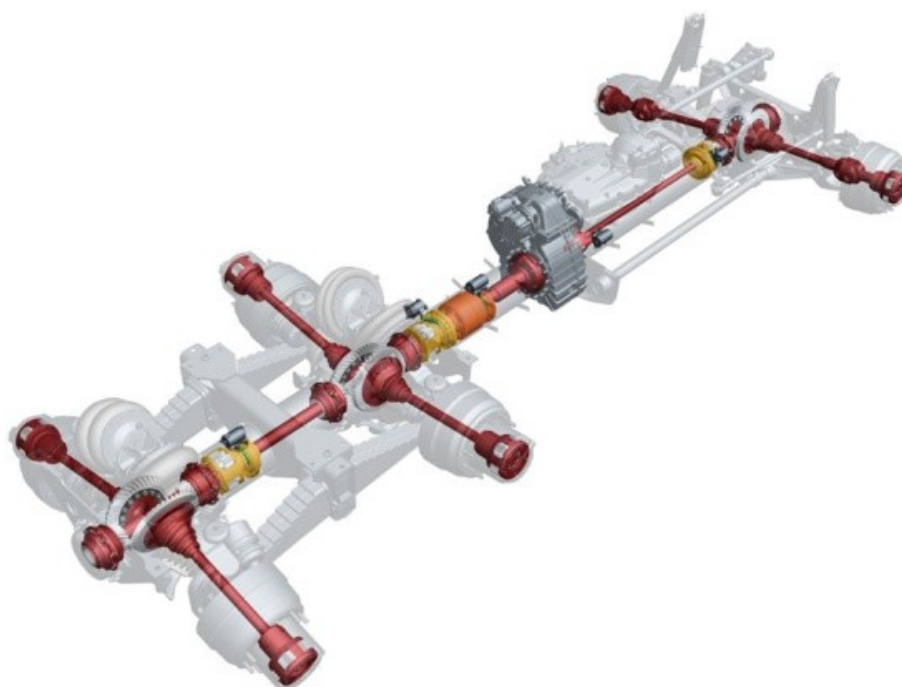
*Obr. 1.2 – Redukční převodovka Steyr VG 2000 [18]*

Typ VG 750 opatřený mezinápravovým diferenciálem a děličem momentu mezi přední a zadní nápravou je použit vozidla Tatra T 810 (silniční nákladní automobil pro armádu) s koncepcí s pevnými nápravami.

Přídavný převod Tatra je součástí podvozku a je podrobněji popsán v kapitole 1.3.

### 1.3 Koncepce podvozku Tatra

Unikátnost koncepce podvozku i samotného pohonu vozidel Tatra se vyznačuje páteřovým rámem s nezávisle zavěšenými výkyvnými poloosami. Toto řešení podvozku zvyšuje pohodlí jízdy a přepravní rychlost v náročném terénu. Centrální páteřový rám je spojen s příčnicí, ke kterým je přišroubován svařovaný rám. Celek tvoří extrémně tuhou konstrukci, která je oproti klasické rámové konstrukci s pevnými nápravami mnohem odolnější vůči ohybu a krutu. Tím je zajištěna minimalizace ohybového a krutového namáhání namontovaných nástaveb, jejichž konstrukce pak může být jednodušší a lehčí. Modulový systém páteřového rámu umožňuje prakticky libovolnou sestavu hnacího ústrojí s různými rozvory a různými počty náprav (až šesti), s možným pohonem všech kol. Nezávisle zavěšené výkyvné polonápravy zajišťují vysokou stabilitu v nejnáročnějším terénu, velice dobře tlumí vibrace a snižují namáhání páteřového rámu.



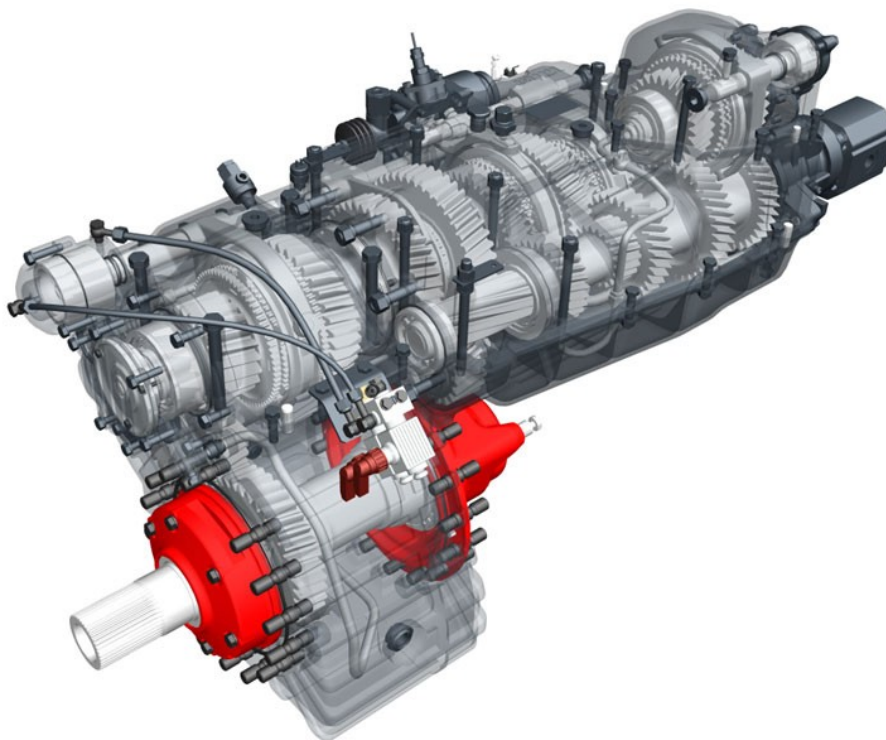
*Obr. 1.3 – Koncepce podvozku a hnacího traktu Tatra [15]*

Vzduchem chlazený motor ON AIR™ poslední generace splňuje emisní normu EURO 5. Motor je s převodovkou spojen jediným kardanovým hřídelem v celém pohonném ústrojí automobilu. Desetistupňová nebo čtrnáctistupňová převodovka manuálně či elektronicky řazená dodává vozidlu dostatečnou dynamiku a společně s přídavnou převodovkou zajišťují dostatečnou hnací sílu i v nejnáročnějším terénu. Díky unikátní

konstrukci páteřového rámu je hnací trakt realizován hřídeli uloženými v centrální nosné rouře a je tak chráně proti vnějším vlivům. V centrální rouře jsou umístěny i mezinápravové diferenciály. K přenosu výkonu z převodovky do centrální roury slouží tzv. sestupný převod zvaný též přídatný převod nebo také jednoduše redukce.

### 1.3.1 Přídatný převod Tatra

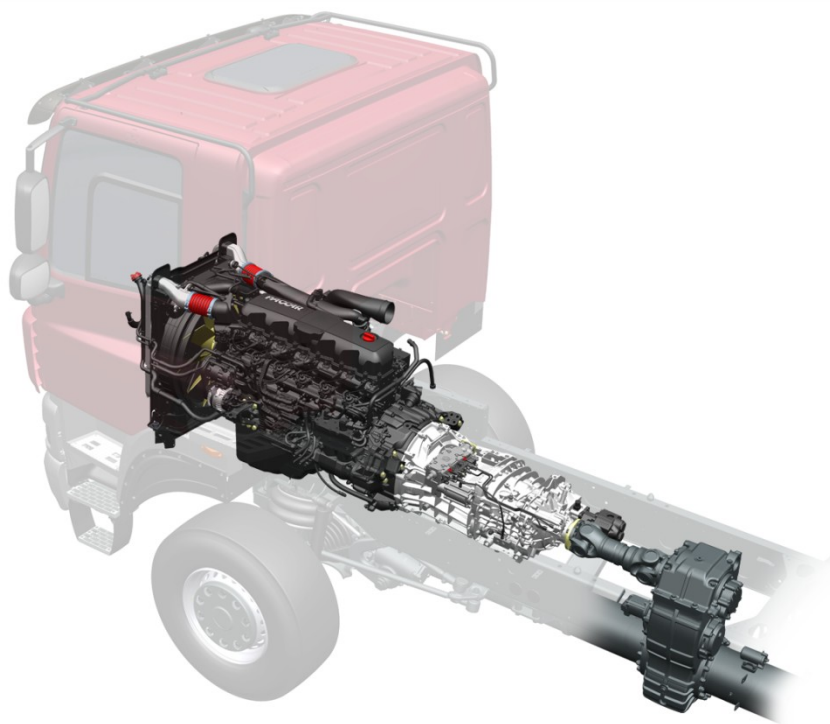
Jak už bylo uvedeno výše, hlavní funkcí je přenos výkonu z převodovky do nosné roury (odkud je dále distribuován k jednotlivým nápravám). Přídatná převodovka je ve své spodní části přišroubovaná k centrální rouře a tvoří tak její nedílnou součást. Jedná se buď o jednostupňové, nebo dvoustupňové redukce. Dvoustupňová redukce zvyšuje počet převodů základní převodovky (želva-zajíc) a existuje ve dvou provedeních a to s mechanickým řazením za klidu TRK (Tatra Redukce Klauenkupplung) a se synchronizací, která umožňuje řazení za jízdy TRS (Tatra Redukce Synchron). Rozměry a tvar převodovky, která je přímo montovaná na přídatný převod (obr. 1.4), i samotného originálního motoru jsou přizpůsobeny koncepci Tatry tak, že osová vzdálenost vstupu a výstupu z přídatného převodu je pouhých 320 mm.



*Obr. 1.4 – Přídatný převod s převodovkou Tatra [15]*

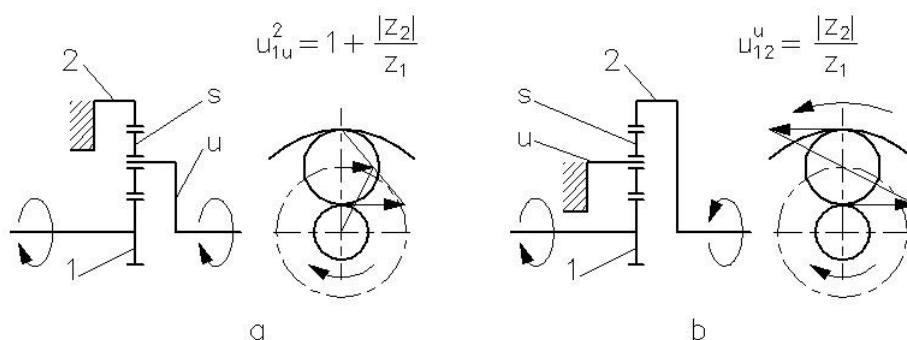
Přídatné převody TRK jsou používány v různých modifikacích v jednom celistvém odlitku skříně, která je u redukce s možností řazení TRS v horní části opatřena víkem. Skříň je vyráběna z tvárné litiny.

Pro některé aplikace se montují vodou chlazené motory (např. Deutz, Cummins, Caterpillar a další) s převodovkami Allison. Převodovka se montuje přímo na motor a kloubovým hřídelem je spojen výstup z převodovky se sestupnou převodovkou (obr. 1.5). Montáž motorů a převodovek cizích výrobců s jinými zástavbovými rozměry na „tatrovácký podvozek“ přináší nutnost úpravy vzdálenosti vstupu a výstupu na 480 až 550 mm. Tato vzdálenost os odvozena z podmínky maximálního úhlu kloubové hřídele, který spojuje převodovku s přídatným převodem. Tyto redukce jsou konstruovány jako tříhřídelové a to buď jednostupňové, nebo dvoustupňové.



Obr. 1.5 – Příklad uspořádání pohonu vozidla s cizím motorem a převodovkou [23]

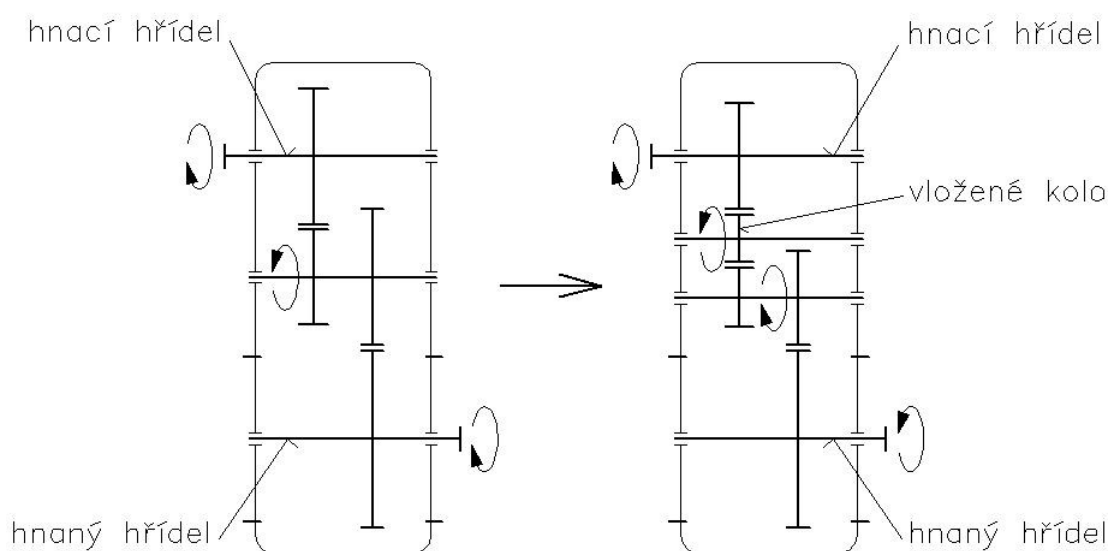
Podvozky Tatra se montují s dvojím typem náprav, s redukcí a bez redukce v kolech. Redukce v kolech je planetová s možnými schématy pohonu podle obr. 1.6.



Obr. 1.6 – Schéma uspořádání planetové redukce v kolech

## 2 CÍL PRÁCE

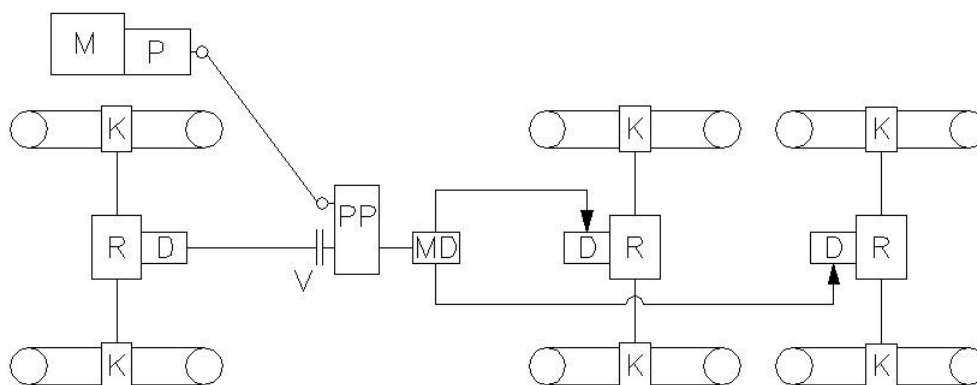
Cílem této práce je konstrukční návrh čtyřhřídelové jednostupňové redukce s osovou vzdáleností 480 mm s použitím stávajícího odlitku skříně. Tento přídatný převod bude montován do verzí automobilů s motorem cizího výrobce v kombinaci s rovněž nakupovanou šestnáctistupňovou převodovkou. Čtyřhřídelové řešení je nutné proto, že tento přídatný převod je určen pro použití pro verzi automobilu s nápravami s redukcemi v kolech. Redukce v kolech jsou řešeny planetovým převodem s brzděným unášecem, tzv. nepravou planetou (obr. 1.6b), přičemž dochází ke změně smyslu otáčení hnacího a hnaného členu. Pro zachování původního smyslu otáčení je zapotřebí změnit smysl otáčení vstupního členu redukce v kolech. Toho je dosaženo vloženým kolem v přídatném převodu, odtud čtyřhřídelové uspořádání přídatného převodu.



Obr. 2.1 – Uspořádání převodů ve skříní redukční převodovky

Obsahem této práce tedy je návrh přídatného převodu s ozubením HCR a to jak s rozměrovým tak s pevnostním výpočtem pro dvě varianty převodového poměru 0,75 a 0,95, přičemž celkové převodové poměry náprav jsou 6,33 nebo 7,89 (převody redukcí v kolech jsou 2,333 a 3,333). Výpočty budou provedeny pro zadané parametry – maximální zatížení na vstupu cca. 30 000 N.m a maximální otáčky cca. 2 200 min<sup>-1</sup> s uvažováním adhezních podmínek pro celkovou hmotnost vozidla 48 t. Dále budou pevnostně zkontrolovány hřídele, a také určena trvanlivost ložisek. Rovněž bude provedena pevnostní kontrola drážkování použitého pro přenos krouticího momentu z hřídelů na ozubená kola a naopak.

Schéma pohonu aplikace 6x6 s vypínatelným předním pohonem je na obrázku 2.2.



Obr. 2.2 – Schéma hnacího traktu

*M – motor, P – převodovka, PP – přidavný převod, D – nápravový diferenciál, MD – zadní mezinápr. diferenciál, V – vypínání předního pohonu, R – rozvodovka, K – kolová redukce*

Cíle diplomové práce lze tedy uvést v těchto bodech:

- navrhnout čtyřhřídelový převod s HCR ozubením pro převodové poměry 0,75 a 0,95 s použitím stávajícího odlitku skříně,
- provést geometrickou kontrolu ozubení,
- provést pevnostní kontrolu ozubení,
- provést pevnostní kontrolu hřídelů,
- stanovit trvanlivost ložisek,
- pevnostně zkontrolovat spoje pro přenos krouticího momentu,
- nakreslit sestavný výkres varianty s převodovým poměrem 0,95,
- nakreslit výrobní výkres vybraných ozubených kol.

### 3 ZATÍŽENÍ PŘÍDAVNÉHO PŘEVODU

Přídavný převod je zatížen výstupním krouticím momentem z převodovky. Maximální zatížení na vstupu do přídavné převodovky je  $M_{1max} = 30000$  N.m. Protože existuje možnost, že krouticí moment motoru je vyšší než jsou kola schopna přenést na podložku, je provedena kontrola adhezního omezení.

#### 3.1 Kontrola adhezního omezení

V některých případech je zatížení na vstupu do redukce omezeno adhezí. Adhezní moment je moment, který jsou kola schopna přenést na povrch vozovky. Adhezní moment na vstupní hřídeli přídavného převodu (H1) je vypočítán pomocí vztahu dle [9] se zanedbáním účinností.

$$M_{ADH} = \frac{9,81 \cdot G_{ADH}^i \cdot R_{DYN} \cdot \varphi}{u_{CKR}} [\text{N.m}] \quad (3.1)$$

kde  $G_{ADH}^1 = 48000$  kg je hmotnost provedení 8x8 připadající na hnaná kola se zapnutým předním pohonem, přičemž 9000 kg je mezní zatížení přední nápravy a 15000 kg je mezní zatížení zadní nápravy ( $2 \cdot 9000 + 2 \cdot 15000 = 48000$  kg),

$G_{ADH}^2 = 30000$  kg je hmotnost provedení 8x8 nebo 6x6 připadající na hnaná kola s vypnutým pohonem předních náprav ( $2 \cdot 15000 = 30000$  kg),

$R_{DYN}$  [m] je dynamický poloměr pneumatiky, na aplikace s redukcemi v kolech se montují dva typy pneumatik: 14.00R20 s  $R_{DYN} = 0,601$  m a 16.00R20 s  $R_{DYN} = 0,646$  m,

$\varphi \cong 0,8$  je součinitel adheze dle [9],

$u_{CKR} = u_K \cdot u_S \cdot u_R$  je celkový převodový poměr od hnacích kol (pneumatik) po vstupní hřídel přídavné převodovky H1,

$u_K \cdot u_S = u_N = 6,33$  nebo  $7,89$  je převodový poměr nápravy,

$u_R = 0,75$  nebo  $0,95$  je převodový poměr přídavné převodovky.



Tab. 3.1 – Adhezní momenty pro jednotlivé kombinace převodových poměrů a pneumatik

$u_R$ [-]	$u_N$ [-]	$M_{ADH}$ [N.m]			
		$G_{ADH}^1 = 48000$ kg		$G_{ADH}^2 = 30000$ kg	
		$R_{DYN} = 0,601$ m	$R_{DYN} = 0,646$ m	$R_{DYN} = 0,601$ m	$R_{DYN} = 0,646$ m
0,75	6,33	47688	51259	29805	32037
	7,89	38259	41124	23912	25702
0,95	6,33	37648	40467	23530	25292
	7,89	30205	32466	18878	20291

Z tabulky 3.1 vyplývá, že u aplikace 8x8 nebo 6x6 s vypnutým pohonem předních náprav je pro většinu převodových poměrů (kromě případu kdy je  $u_R = 0,75$ ,  $u_N = 6,33$  a  $R_{DYN} = 0,646$  m) adhezní moment menší než moment maximální ( $M_{ADH} < M_{1max}$ ). Je tedy možné konstatovat, že pro tyto případy nastává adhezní omezení. Za těchto podmínek je ale nutno předpokládat využití pohonu všech kol (připojení pohonu předních náprav). V tomto případě je adhezní moment větší než maximální vstupní moment přídatného převodu ( $M_{ADH} > M_{1max}$ ). To znamená, k adheznímu omezení nedochází (kola jsou schopna přenést moment vyšší). Nadále bude přídatná převodovka dimenzována na zadaný maximální moment  $M_{1max}$ .

## 4 VÝPOČET OZUBENÍ

### 4.1 Návrh koncepce převodu

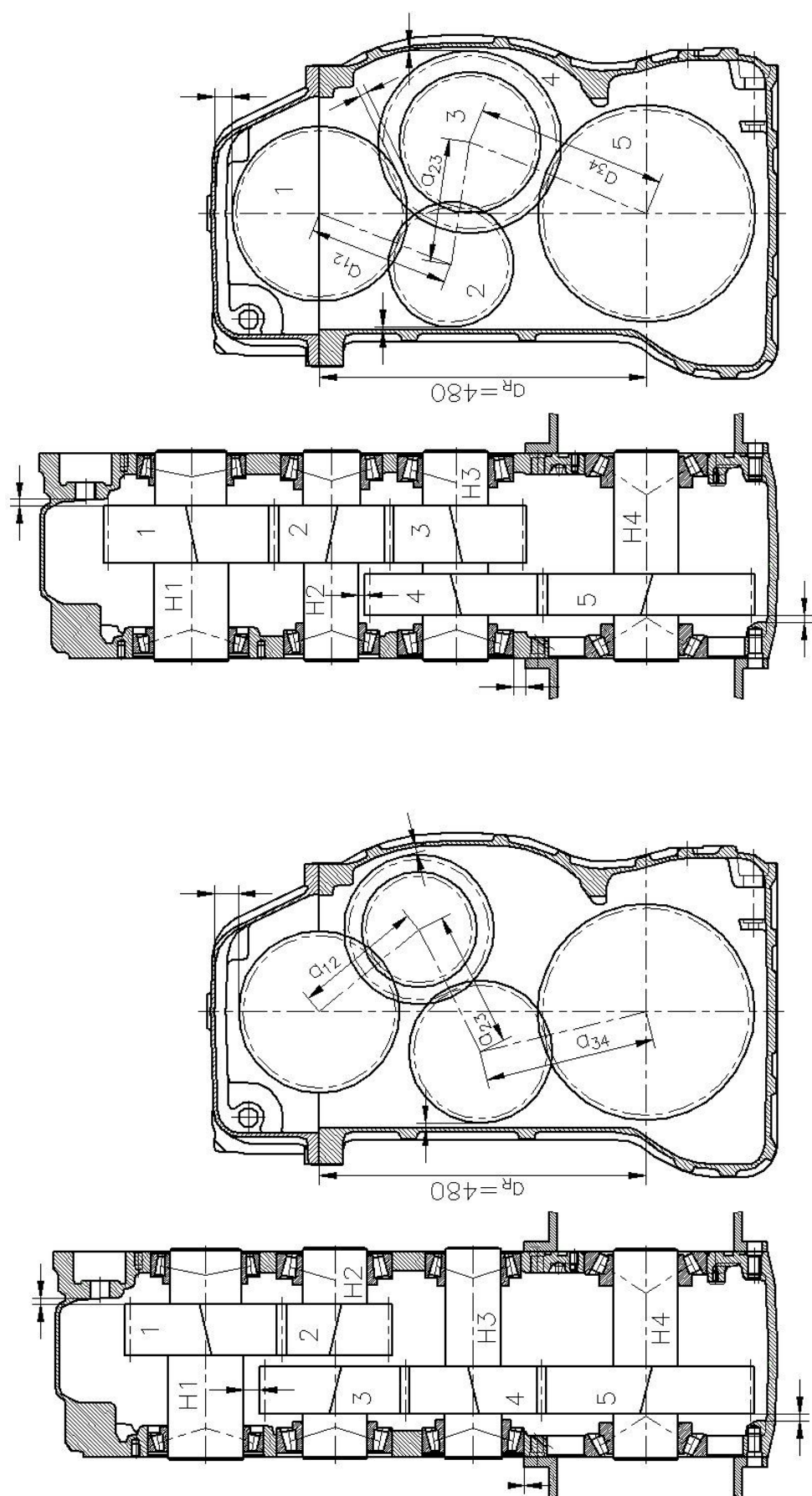
Základním kritériem pro návrh převodů je zachování dosud užívaného odlitku skříně. Musí být zachována osová vzdálenost vstupního a výstupního hřídele  $a_R = 480$  mm. Dále musí být dodržena minimální vzdálenost ozubených kol od stěn skříně (5 mm). Dalším omezením je konstrukční řešení spodní části skříně, která je montována jako součást nosné roury (roztečný průměr kružnice na které jsou umístěny upevňovací šrouby má průměr 320 mm). Osová vzdálenost posledního soukolí přídavného převodu  $a_{34}$  musí být taková, aby ložiska třetího hřídele nezasahovala do prostoru upevňovacích šroubů nosné roury a byla tak zachována snadná montáž samotných ložisek i jejich krycích vík. Osová vzdálenost posledního soukolí v původní skříně se třemi hřídeli je  $a_{34} = 280$  mm. Od této hodnoty se není možné mnoho odchýlit. Přitom je nutno kontrolovat průměry jednotlivých kol, tak aby se do skříně mohly vložit některým z otvorů a snadno nasadit na hřídel.

Pro změnu smyslu otáčení výstupního hřídele přídavného převodu je použito vložené kolo. Nabízejí se tedy dvě varianty uspořádání převodů. A to s vloženým kolem v prvním soukolí, nebo v soukolí druhém. Je zde nutno přihlídnout i ke snížené meze únavy v ohybu vozeného kola, protože na rozdíl od hnacího nebo hnaného kola (namáháno míjivým ohybem) je namáháno střídavým ohybem ( $0,7 \cdot \sigma_{Flim}$ ).

Varianta s vloženým kolem ve druhém soukolí (obr. 4.1a) je výhodná tím, že vložené kolo, které je namáháno střídavým ohybem, je namáháno nižším momentem, který je snížen prvním soukolím. Při hledání vhodného počtu zubů pro jednotlivá kola, tak aby splňovala všechna kritéria, se ukázalo, že u varianty s vloženým kolem ve druhém soukolí není možné dosáhnout osově vzdálenosti  $a_{34}$  větší než 265 mm. V tomto případě je zde nebezpečí kolize ložisek hřídele H3 a příruby nosné roury, popřípadě i se šrouby pro její upevnění. Z tohoto důvodu není možno s tímto řešením dále pracovat.

Varianta s vloženým kolem v prvním soukolí je uvedena na obrázku 4.1b. Na rozdíl od předchozí varianty, je při vhodné volbě možné dosáhnou osově vzdálenosti  $a_{34} = 276$  mm pro převodový poměr redukce 0,75 a  $a_{34} = 280$  mm pro převodový poměr redukce 0,95. Pouze okraje vík ložisek třetího hřídele jsou upraveny tak, aby je bylo možno namontovat bez zásahu do prostoru příruby nosné roury.

Z výše uvedených důvodů vyplývá volba a další zpracování varianty s vloženým kolem v prvním soukolí (obr. 4.1b).



b varianta s vloženým kolem v prvním soukolí

a varianta s vloženým kolem v druhém soukolí

Obr. 4.1 – Varianty uspořádání převodů

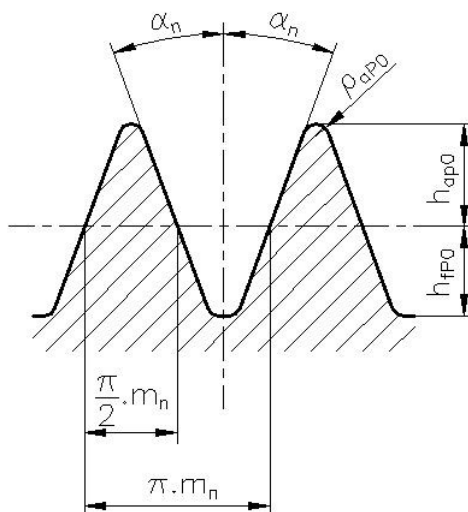
## 4.2 Geometrický výpočet soukolí

Geometrie evolventních čelních ozubených soukolí je počítána pomocí programu „Geometrie“ [24]. Vstupní parametry (parametry základního profilu, počty zubů, úhel sklonu zubů, společná šířka ozubení, atd.) jsou uvedeny v následujících podkapitolách. Kompletní výstupy geometrického výpočtu ozubení jsou k nahlédnutí v příloze A a B. Přehled geometrie je uveden v tabulce 4.2.

### 4.2.1 Parametry základního profilu

Pro výrobu ozubení bude použita fréza, kterou firma Tatra a.s. ve výrobě redukcí již používá. Základní profil nástroje (obr. 4.2) má tyto parametry:

- modul  $m_n = 5$  mm,
- poměrná výška hlavy  $h_{ap} = 8,7$  mm,
- poměrná výška paty  $h_{fp} = 7,6$  mm,
- poměrné zaoblení hlavy  $\rho_{apo} = 1,05$  mm,
- úhel záběru profilu  $\alpha_n = 20^\circ$ .



Obr. 4.2 – Základní profil nástroje

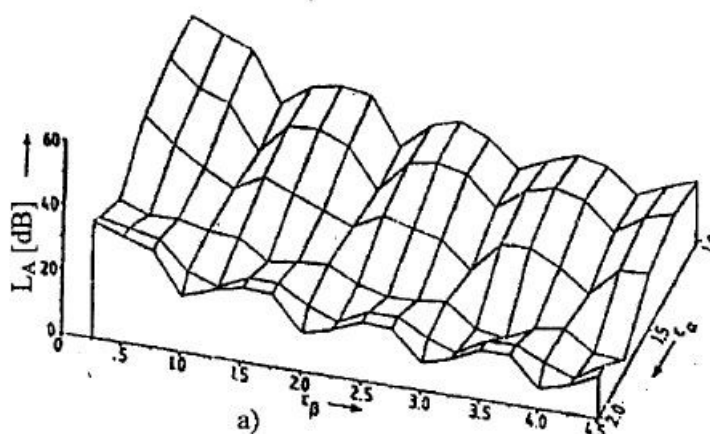
Z výše uvedených hodnot je patrné, že se nejedná o standardní základní profil, ale o základní profil nástroje pro výrobu evolventního soukolí s prodlouženým trváním záběru tzv. High Contact Ratio (HCR).

HCR ozubení, běžně používané v automobilovém průmyslu, sebou nese jednoznačné výhody, plynoucí z jeho vlastností. Použití tohoto typu ozubení s upraveným tvarem zubů má za následek zvýšení únosnosti ozubení, a vhodnou volbou záběrových parametrů i snížení buzení hluku a vibrací.

Nevýhodou tohoto ozubení však je snížení tloušťky zubu na hlavě  $s_a$  a větší měrné skluzu, než u ozubení se standardním profilem. Tloušťka hlavy by měla být podle literatury [10] větší než  $(0,2 \div 0,3) \cdot m_n$ , tedy 1 až 1,5 mm. Měrné skluzu na patách by neměly překročit hodnotu  $-(2 \div 3)$  dle literatury [10].

#### 4.2.2 Trvání záběru ozubených kol

Snížení buzení hluku a vibrační buzení ozubenými koly spočívá ve vhodné volbě parametrů ozubených kol z hlediska délky trvání záběru zubů. Na obr. 4.3 je vidět závislost hluku na součinitelích trvání záběru  $\varepsilon_\alpha$  a  $\varepsilon_\beta$ . U přídatné převodovky je snížení hluku a zejména vibrační velice žádoucí, protože skříň je napevno spojena s nosným rámem automobilu a vibrace se tak přenášejí do celé konstrukce.



Obr. 4.3 – Závislost hluku na součinitelích trvání záběru [10]

Z obrázku 4.3 je patrné, že minimum se nalézá při hodnotě  $\varepsilon_\alpha = 2$  a při celočíselné hodnotě  $\varepsilon_\beta$ . Velikost součinitele záběru profilu  $\varepsilon_\alpha$  je možno ovlivnit volbou parametrů základního profilu, především poměrnou výškou hlavy zubu  $h_{a0}$  a úhlem záběru  $\alpha_n$ . Součinitel  $\varepsilon_\alpha$  se určí pomocí vztahu

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw}}{2 \cdot \pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t} [-]. \quad (4.1)$$

Pro zvýšení hodnoty součinitele  $\varepsilon_\alpha$  musí růst hodnoty pod odmocninami, naopak součin  $a_w \cdot \sin \alpha_{tw}$  musí spolu se jmenovatelem klesat. Hlavový průměr ovlivňuje především výška  $h_{a0}$ .

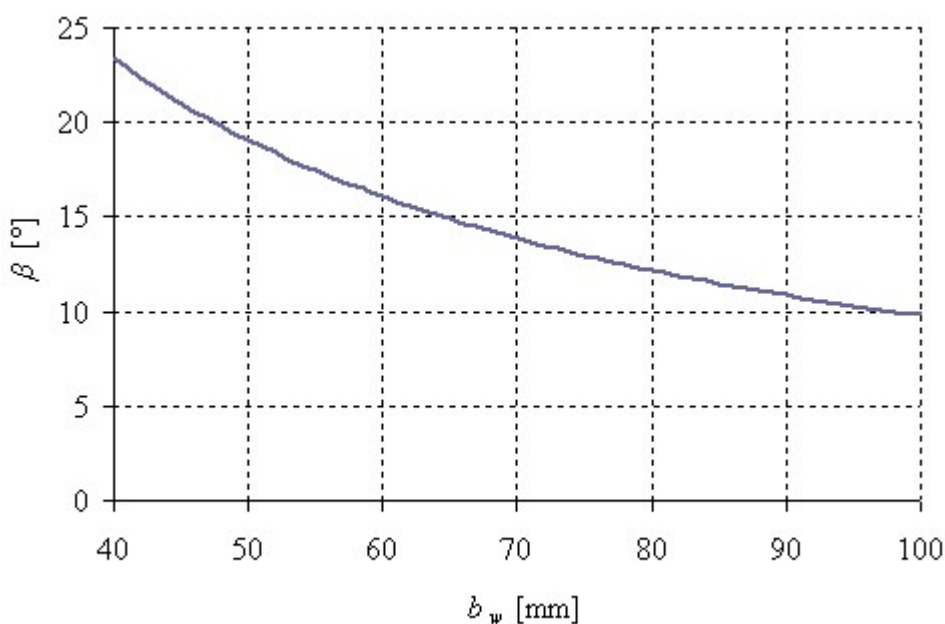
Při daném modulu  $m_n$  je úhel sklonu zubů  $\beta$  a společná šířka ozubení  $b_w$  dána vztahem pro výpočet součinitele záběru kroku  $\varepsilon_\beta$  (4.2). Z obrázku 4.3 vyplývá, že ke snížení

hluku dochází, když trvání záběru kroku je celočíselná hodnota (1, 2, atd.), nebo hodnota mírně větší, u 1 je to hodnota pohybující se okolo 1,1.

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} [-] \quad (4.2)$$

Vhodnou volbu kombinace těchto dvou parametrů je tedy nutné dodržet. Ze vztahu 4.2 lze odvodit závislost úhlu sklonu zubů  $\beta$  na šířce ozubení  $b_w$ , ta je také graficky znázorněna na obrázku 4.4.

$$\beta = \arcsin \frac{\varepsilon_\beta \cdot \pi \cdot m_n}{b_w} [^\circ] \quad (4.3)$$



Obr. 4.4 – Hodnoty  $\beta$  a  $b_w$  pro  $m_n = 5 \text{ mm}$  a  $\varepsilon_\beta = 1,1$

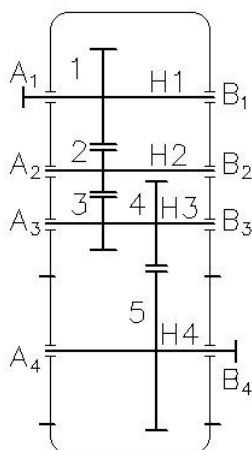
Aby nebyla ložiska příliš zatížena axiálními silami od ozubení, měla by se, na doporučení oddělení vývoje fy Tatra a.s., maximální velikost úhlu sklonu zubů  $\beta$  pohybovat okolo  $15^\circ$ .

#### 4.2.3 Volba počtu zubů

Jediným způsobem jak ovlivnit a dosáhnout požadovaný převodový poměr je správná volba počtu zubů jednotlivých ozubených kol. Požadované převodové poměry dané zadáním jsou  $u = 0,75$  nebo  $0,95$ . Při hledání správné kombinace je nutné přihlídnout ke všem výše uvedeným kritériím.

#### 4.2.4 Výpočet geometrie ozubení

Jak už bylo uvedeno výše, výpočet je proveden pomocí programu „Geometrie“ [24]. Kombinací vstupních parametrů jednotlivých soukolí bylo dosaženo několika variant řešení splňující požadavky zadání pro oba zadané převodové poměry. Přehled možných variant je uveden v tab. 4.1. Na obrázku 4.5 je znázorněno označení zubených kol, hřídelí a ložisek použitých v následující části práce.



Obr. 4.5 – Označení ozubených kol, hřídelí a ložisek

Tab. 4.1 – Přehled možných variant řešení

požadovaný převodový poměr				$u = 0,75$			$u = 0,95$		
varianta				1	2	3	1	2	3
soukolí s vloženým kolem	počet zubů	$z_1$	[-]	55	55	56	49	48	47
		$z_2$	[-]	37	36	35	32	33	33
		$z_3$	[-]	33	33	34	39	38	38
	úhel sklonu zubů	$\beta$	[°]	11	12	12	11	11	11
	společná šířka ozubení	$b_w$	[mm]	90	80	80	90	85	85
soukolí bez vloženého kola	počet zubů	$z_4$	[-]	47	47	47	49	49	49
		$z_5$	[-]	59	59	59	59	59	57
	úhel sklonu zubů	$\beta$	[°]	16	16	16	16	16	16
	společná šířka ozubení	$b_w$	[mm]	60	60	60	60	60	60
celkový skutečný převodový poměr		$u_s$	[-]	0,753	0,753	0,762	0,958	0,953	0,941

Byla vybrána varianta 2 a to pro oba převodové poměry. Přehled výsledků výpočtu geometrie ozubení je uveden v tab. 4.2. Kompletní výstupy z programu „Geometrie“ jsou v příloze A a B.

Tab. 4.2a – Výsledky geometrického výpočtu ozubení ( $u = 0,75$ )

			$u = 0,75$				
			kolo 1	kolo 2	kolo 3	kolo 4	kolo 5
počet zubů	$z$	[-]	55	36	33	47	59
úhel sklonu zubů	$\beta$	[°]	12	12		16	
osová vzdálenost pracovní	$a_w$	[mm]	232	177		276	
jednotková korekce	$x$	[-]	-0,138	0,022	0,108	0,110	-0,046
společná šířka kol	$b_w$	[mm]	80	80		60	
měrný skluz na patě		[-]	-1,438	-1,916	-2,082	-1,077	-1,074
měrný skluz na hlavě		[-]	0,657	0,590	0,676	0,518	0,519
tloušťka zubu na hlavě	$s_a$	[mm]	2,226	1,728	1,513	1,895	2,190
součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]	2,277	2,144		2,229	
součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]	1,059	1,059		1,053	
součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]	3,336	3,203		3,282	

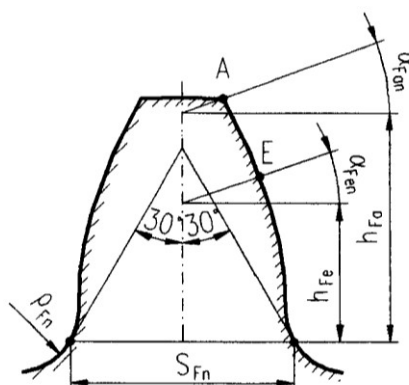
Tab. 4.2b - Výsledky geometrického výpočtu ozubení ( $u = 0,95$ )

			$u = 0,95$				
			kolo 1	kolo 2	kolo 3	kolo 4	kolo 5
počet zubů	$z$	[-]	48	33	38	49	59
úhel sklonu zubů	$\beta$	[°]	12	12		16	
osová vzdálenost pracovní	$a_w$	[mm]	207	182		280	
jednotková korekce	$x$	[-]	-0,184	0,179	-0,071	-0,010	-0,165
společná šířka kol	$b_w$	[mm]	80	80		60	
měrný skluz na patě		[-]	-1,798	-1,806	-1,879	-1,141	-1,138
měrný skluz na hlavě		[-]	0,644	0,643	0,682	0,532	0,533
tloušťka zubu na hlavě	$s_a$	[mm]	2,180	1,393	1,901	2,067	2,298
součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]	2,210	2,155		2,285	
součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]	1,059	1,059		1,053	
součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]	3,269	3,214		3,338	



### 4.3 Pevnostní kontrola ozubení

Pevnostní kontrola soukolí přídatného převodu je provedena podle normy DIN 3990 Teil 41 [13] popsané v literatuře [9]. Byl proveden výpočet únosnosti ozubení u již vyráběných přídatných převodů provozovaných v sériových vozidlech, odkud bylo odvozeno kritérium pro dimenzování ozubených kol přídatných převodů Tatra. Tato metodika výpočtu vychází z norem DIN 3990 a ISO 6336 pro pevnostní výpočet čelních ozubených kol. Výpočet je proveden metodou B výše zmíněných norem. Metoda B se používá pro soukolí s nestandardním základním profilem a počítá se součinitelem záběru profilu  $\varepsilon_\alpha$  větším než 2, resp.  $\varepsilon_\alpha \rightarrow 2$  ( $1,8 \div 2$ ). Dále uvažuje působíště síly ve vnějším bodě osamělého záběru, bod E (obr. 4.6). Norma ČSN 01 4686 neumožňuje provést výpočet ozubení s nestandardním základním profilem, rovněž tak metoda C norem DIN a ISO.



Obr. 4.6 – Schéma působení sil [4]

Únosnost soukolí je zjednodušeně hodnocena z hlediska namáhání v dotyku (Hertzovým tlakem) a ohybu. Výpočet je proveden pomocí programu „ČSNw“ [25] umožňující výpočet podle DIN metodou B.

Napětí v dotyku bez uvažování přídatných sil se vypočítá pomocí vztahu

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \text{ [MPa]}, \quad (4.4)$$

kde  $Z_E [\sqrt{\text{MPa}}]$  je součinitel mechanických vlastností materiálů spoluzabírajících kol,

$Z_H [-]$  je součinitel tvaru spoluzabírajících zubů ve valivém bodě,

$Z_\varepsilon [-]$  je součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů,

$Z_\beta [-]$  je součinitel vlivu sklonu zubů,

$F_t$  [N] je obvodová síla,

$d_1$  [mm] je průměr roztečné kružnice pastorku,

$b_w$  [mm] je společná šířka ozubení.

Bezpečnost v dotyku k mezi únavy pak je

$$S_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_{HO}} [-], \quad (4.5)$$

kde  $\sigma_{HP} \cong \sigma_{Hlim}$  [MPa] je přípustné napětí v dotyku pro porovnávací výpočty.

Napětí v ohybu bez uvažování přidavných sil metodou B se určí pomocí vztahu

$$\sigma_{FO-B} = \frac{F_t}{b_F \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \text{ [MPa]}, \quad (4.6)$$

kde  $Y_F$  [-] je součinitel tvaru zubu,

$Y_S$  [-] je součinitel koncentrace napětí,

$Y_\varepsilon$  [-] je součinitel vlivu záběru profilu,

$Y_\beta$  [-] je součinitel sklonu zubů,

$b_F$  [mm] je pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na ohyb.

Bezpečnost v ohybu k mezi únavy pak je

$$S_F = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_{FO}} [-], \quad (4.7)$$

kde  $\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} \cdot Y_A$  [MPa] je přípustné napětí v ohybu ( $Y_A = 1$  pro hnací a hnaná kola,  $Y_A = 0,7$  pro vložená kola).

Součinitel přidavných zatížení se pro dotyk dosazuje

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1 [-]. \quad (4.8)$$

Součinitel přidavných zatížení pro ohyb se dosazuje

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1 [-]. \quad (4.9)$$

Jedná se o smluvní hodnoty pro porovnávací výpočty dle literatury [9].

Obvodová síla se vypočítá pomocí vzorce

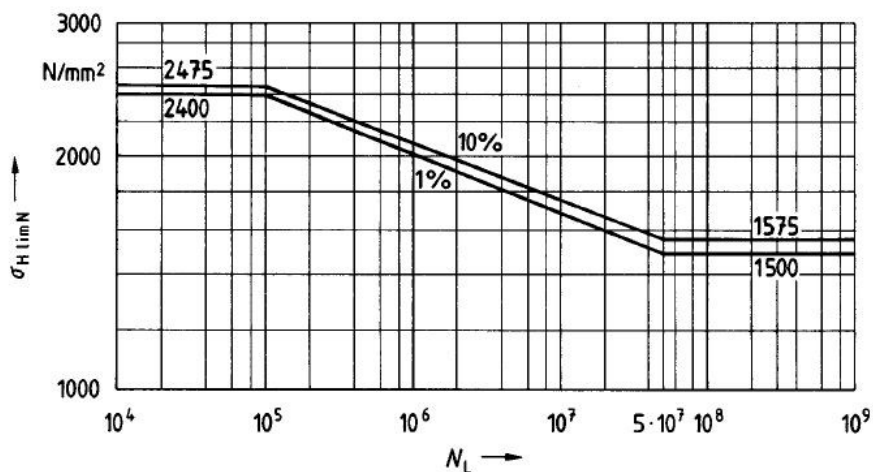
$$F_t = \frac{2000 \cdot M_K}{d_1} \text{ [N]}, \quad (4.10)$$

kde  $M_K$  [N.m] je hnací moment na pastorku.

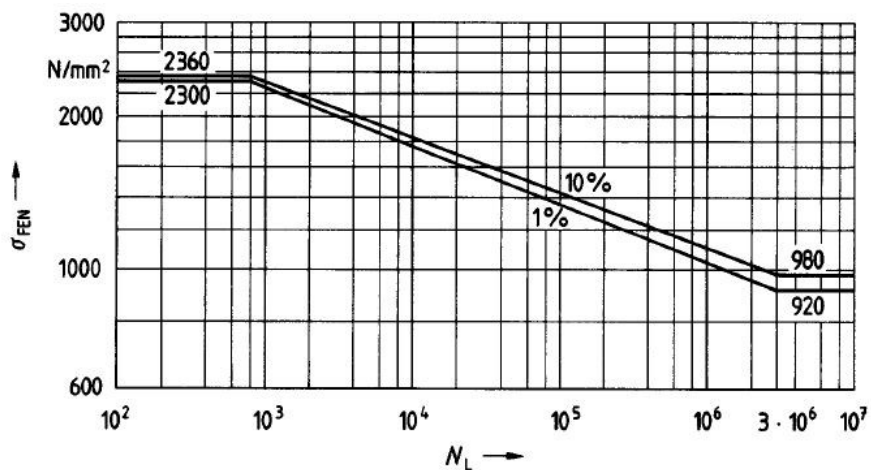
Pozn.: Pastorkem se zde rozumí ozubené kolo soukolí s menším počtem zubů.

### 4.3.1 Vlastnosti použitých materiálů

Na výrobu všech ozubených kol bude použita ocel 14 220.4. Pro určení meze únavy je použit ekvivalent tohoto materiálu dle DIN [13], a to ocel označená 16MnCr5. Na obrázcích 4.7 a 4.8 jsou Wöhlerovy křivky tohoto materiálu.



Obr. 4.7 – Wöhlerova křivka pro dotyk [13]



Obr. 4.8 – Wöhlerova křivka pro ohyb [13]

Z uvedených Wöhlerových křivek vyplývají hodnoty meze únavy v dotyku  $\sigma_{H\lim} = 1500$  MPa a v ohybu  $\sigma_{F\lim} = 920$  MPa pro pravděpodobnost poruchy 1%.

### 4.3.2 Určení zatížení

Pro pevnostní výpočet ozubení je uvažováno se zatížením maximálním krouticím momentem na vstupním hřídeli  $M_{K1} = M_{1max} = 30000$  N.m. Krouticí moment se vždy zadává na menším kole a to i v případě není-li hnací. Přepočet krouticího momentu na jednotlivé hřídele pro oba zadané převodové poměry se zanedbáním účinností jsou shrnuty v tabulce 4.3. Vzorce pro určení těchto momentů se zanedbáním účinností jsou následující:

$$M_{K2} = \frac{z_2}{z_1} \cdot M_{K1} \text{ [N.m]}, \quad (4.11)$$

$$M_{K3} = \frac{z_3}{z_2} \cdot M_{K2} \text{ [N.m]}, \quad (4.12)$$

$$M_{K4} = \frac{z_5}{z_4} \cdot M_{K3} \text{ [N.m]}. \quad (4.13)$$

Otáčky jednotlivých hřídelí jsou určeny z následujících vztahů, přičemž otáčky hřídele H1 při zařazeném prvním převodovém stupni jsou  $n_1 = 134 \text{ min}^{-1}$ :

$$n_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot n_1 \text{ [min}^{-1}] \quad (4.14)$$

$$n_3 = \frac{z_2}{z_3} \cdot n_2 \text{ [min}^{-1}] \quad (4.15)$$

$$n_4 = \frac{z_4}{z_5} \cdot n_3 \text{ [min}^{-1}] \quad (4.16)$$

Tab. 4.3 – Krouticí momenty a otáčky na jednotlivých hřídelích

$u$ [-]			hřídel H1	hřídel H2	hřídel H3	hřídel H4
0,75	$M_K$	[N.m]	30000	19636	18000	22596
	$n$	[min <sup>-1</sup> ]	134	205	223	178
0,95	$M_K$	[N.m]	30000	20625	23750	28597
	$n$	[min <sup>-1</sup> ]	134	195	169	141

### 4.3.3 Pevnostní výpočet ozubení

Jak již bylo dříve zmíněno, výpočet je proveden pomocí programu „ČSNw“ [25]. Pro posouzení únosnosti ozubení je nutné znát minimální hodnoty bezpečnosti v dotyku i ohybu vypočteným výše uvedeným způsobem dle zprávy [9]. Z této zprávy také vyplývá, že pro dosažení životnosti soukolí přídavných převodů v těžkých provozních podmínkách na úrovni minimálně 250 tis. km je nutné volit bezpečnosti:

- v dotyku  $S_H > (0,3 \div 0,4)$ ,
- v ohybu  $S_F > (0,45 \div 0,5)$ .

Přičemž nebezpečí vzniku poruchy vlivem dotyku (pittingem) nebo ohybem se hodnotí následovně (platí pro  $s_H < 1$ ):

- je-li  $S_F > \sqrt{S_H}$ , jedná se o nebezpečí vzniku poruchy ohybem,
- je-li  $S_F < \sqrt{S_H}$ , jedná se o nebezpečí vzniku pittingem.

Přehled výsledků pevnostní kontroly ozubení je uveden v tab. 4.4. Kompletní výstupy z programu „ČSNw“ jsou uvedeny v příloze C a D.

Tab. 4.4a – Výsledky pevnostní kontroly ozubení ( $u = 0,75$ )

			$u = 0,75$				
			kolo 1	kolo 2	kolo 3	kolo 4	kolo 5
zatížení	$M_K$	[N.m]	30000	19636	18000	18000	22596
dotyk	$\sigma_{HO}$	[MPa]	1523	1720	1720	1285	1285
	$\sigma_{HP}$	[MPa]	1500	1500	1500	1500	1500
	$S_H$	[-]	0,985	0,872	0,872	1,167	1,167
ohyb	$\sigma_{FH}$	[MPa]	1235	1324	1308	1058	1076
	$\sigma_{FP}$	[MPa]	920	644	920	920	920
	$S_F$	[-]	0,745	0,487	0,703	0,869	0,855

Tab. 4.4b – Výsledky pevnostní kontroly ozubení ( $u = 0,95$ )

			$u = 0,95$				
			kolo 1	kolo 2	kolo 3	kolo 4	kolo 5
zatížení	$M_K$	[N.m]	30000	20625	23750	23750	28597
dotyk	$\sigma_{HO}$	[MPa]	1723	1819	1819	1436	1436
	$\sigma_{HP}$	[MPa]	1500	1500	1500	1500	1500
	$S_H$	[-]	0,868	0,825	0,82	1,044	1,044
ohyb	$\sigma_{FH}$	[MPa]	1489	1383	1532	1311	1329
	$\sigma_{FP}$	[MPa]	920	644	920	920	920
	$S_F$	[-]	0,618	0,466	0,601	0,702	0,692

Z výše uvedených hodnot pevnostní kontroly vyplývá, že ozubená kola jsou dimenzována s dostatečnou bezpečností v ohybu i v dotyku. Pouze u vloženého kola ( $u$  obou převodových poměrů) je bezpečnost na minimální hranici, i přes to lze konstatovat, že je dimenzováno dostatečně.

## 5 PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELÍ

### 5.1 Zatížení hřídelí od ozubených kol

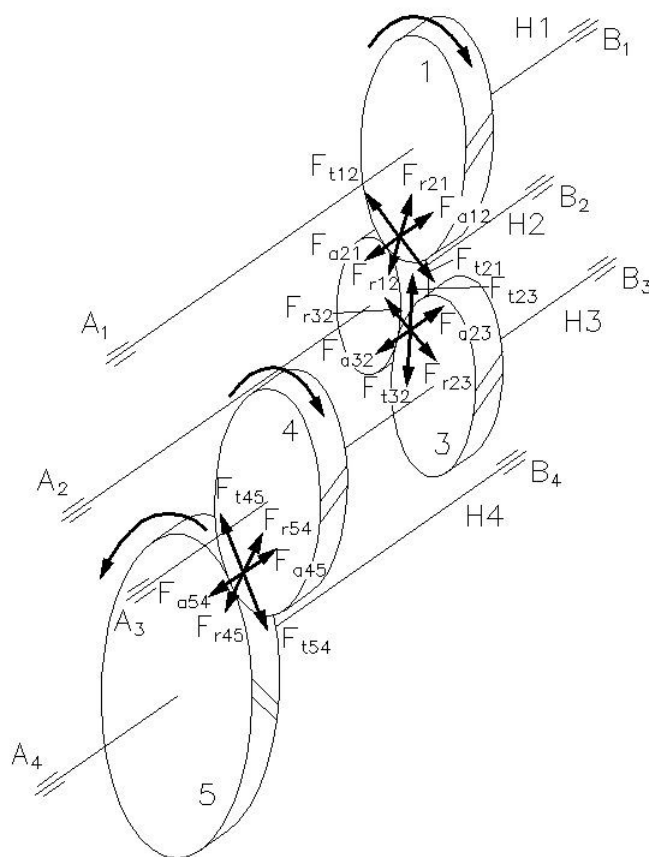
Při výpočtu sil působících v ozubení se vychází z krouticího momentu na příslušné hřídeli a průměru roztečené kružnice. Normální síla která působí v normální rovině a je kolmá na spoluzabírající boky zubů ve středu šířky kola se rozkládá na tři na sebe kolmé složky. Jsou to tyto síly:

$$\text{- obvodová} \quad F_t = \frac{2000 \cdot M_K}{d} [\text{N}], \quad (5.1)$$

$$\text{- radiální} \quad F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} [\text{N}], \quad (5.2)$$

$$\text{- axiální} \quad F_a = F_t \cdot \tan \beta [\text{N}]. \quad (5.3)$$

Na obrázku 5.1 jsou znázorněny všechny síly vznikající při přenosu krouticího momentu působící na hřídele.



Obr. 5.1 – Síly v od ozubení působící na hřídele

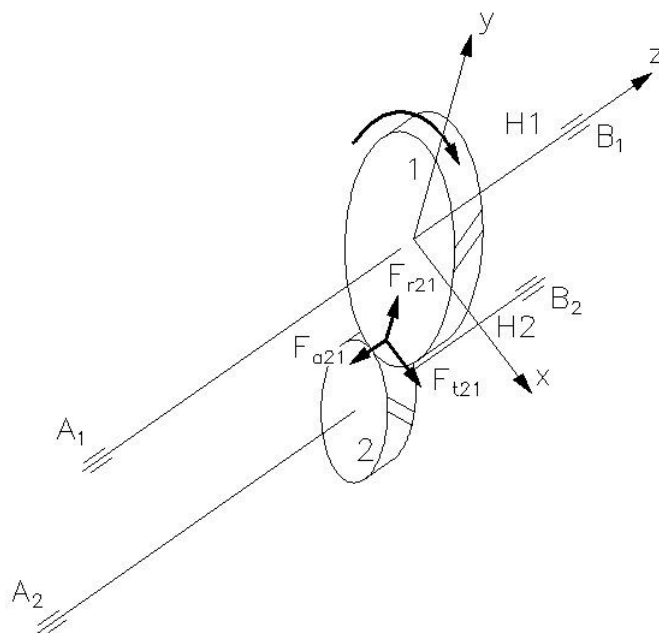
V tabulce 5.1 je uveden přehled sil působících v ozubení.

Tab. 5.1 – Síly působící v ozubení

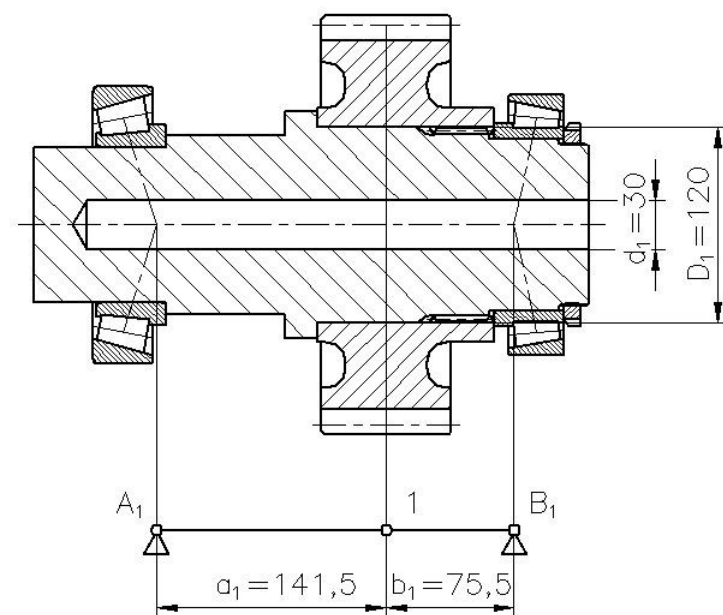
			$u = 0,75$	$u = 0,95$
hřídel H1	$F_{t21}$	[N]	213414	244537
	$F_{r21}$	[N]	79412	90993
	$F_{a21}$	[N]	45363	51978
hřídel H2	$F_{t12} = F_{t32}$	[N]	213414	244537
	$F_{r12} = F_{r32}$	[N]	79412	90993
	$F_{a12} = F_{a32}$	[N]	45363	51978
hřídel H2	$F_{t23}$	[N]	213414	244537
	$F_{r23}$	[N]	79412	90993
	$F_{a23}$	[N]	45363	51978
	$F_{t54}$	[N]	147257	186367
	$F_{r54}$	[N]	55757	70566
	$F_{a54}$	[N]	42225	53440
hřídel H4	$F_{t45}$	[N]	147257	186367
	$F_{r45}$	[N]	55757	70566
	$F_{a45}$	[N]	42225	53440

## 5.2 Reakce v ložiskách, ohybové momenty

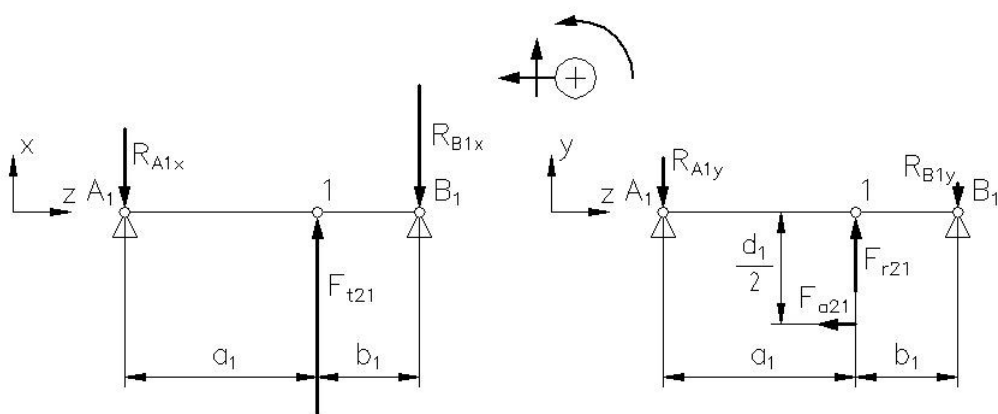
### 5.2.1 Hřídel H1



Obr. 5.2 – Souřadnicový systém a zatěžující síly hřídele H1



Obr. 5.3 – Výpočtový model hřídele H1



Obr. 5.4 – Výpočtový model hřídele H1

rovina x-z

$$\sum M_{iA1} = 0:$$

$$F_{t21} \cdot a_1 - R_{B1x} \cdot (a_1 + b_1) = 0$$

$$R_{B1x} = \frac{F_{t21} \cdot a_1}{a_1 + b_1} \quad (5.4)$$

$$\sum F_{ix} = 0:$$

$$-R_{A1x} + F_{t21} - R_{B1x} = 0$$

$$R_{A1x} = F_{t21} - R_{B1x} \quad (5.5)$$



rovina y-x

$$\sum M_{iA1} = 0:$$

$$F_{r21} \cdot a_1 - F_{a21} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{B1y} \cdot (a_1 + b_1) = 0$$

$$R_{B1y} = \frac{F_{r21} \cdot a_1 - F_{a21} \cdot \frac{d_1}{2}}{a_1 + b_1} \quad (5.6)$$

$$\sum F_{iy} = 0:$$

$$-R_{A1y} + F_{r21} - R_{B1y} = 0$$

$$R_{A1y} = F_{r21} - R_{B1y} \quad (5.7)$$

ohybové momenty

$$M_{O1x} = R_{A1x} \cdot a_1 \quad (5.8)$$

$$M_{O1yL} = R_{A1y} \cdot a_1 \quad (5.9)$$

$$M_{O1yP} = R_{A1y} \cdot a_1 - F_{a21} \cdot \frac{d_1}{2} \quad (5.10)$$

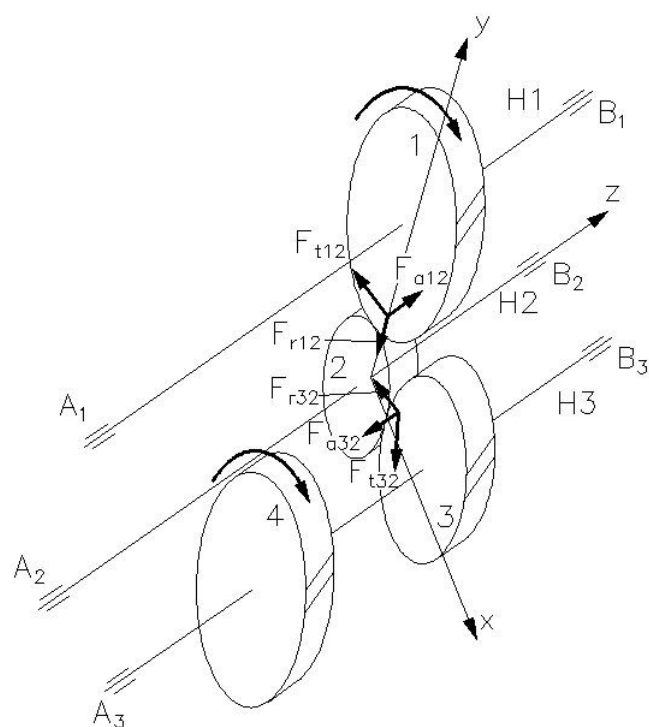
Tab. 5.2 – Přehled reakcí a ohybových momentů hřídele H1

		$u = 0,75$	$u = 0,95$
$R_{A1x}$	[N]	74252	85081
$R_{A1y}$	[N]	57015	61045
$R_{B1x}$	[N]	139162	159456
$R_{B1y}$	[N]	22397	29948
$M_{O1x}$	[N.m]	10507	12039
$M_{O1yL}$	[N.m]	8068	8638
$M_{O1yP}$	[N.m]	1691	2261

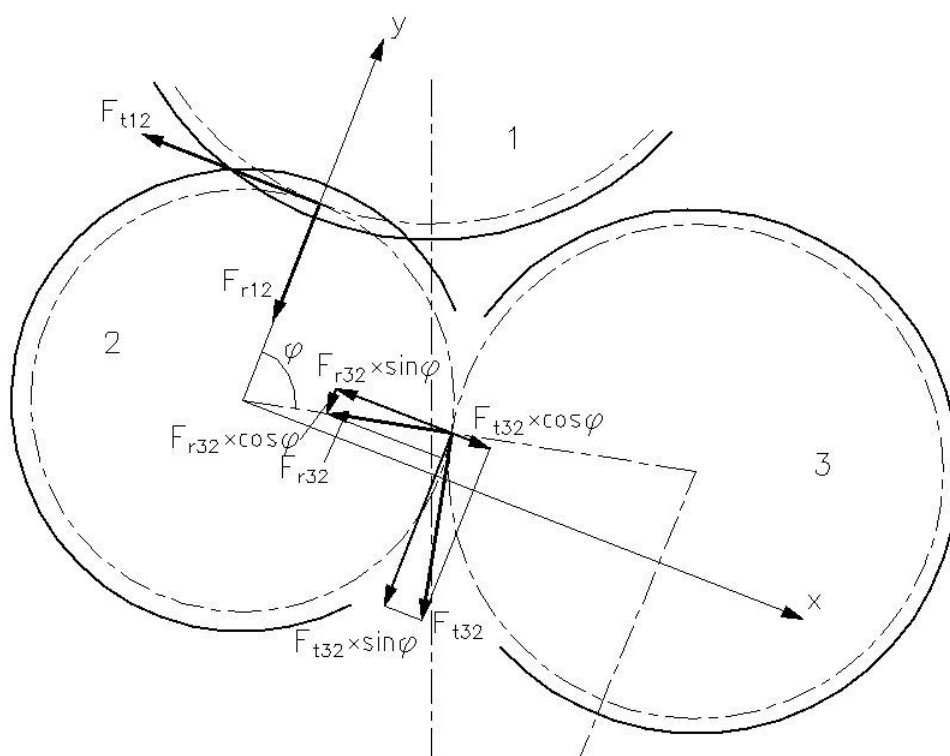
V kapitole 5.4 se do vzorce pro výpočet ohybového momentu za  $M_{Ox}$  nebo  $M_{Oy}$  dosadí vždy větší hodnota z  $M_{OxL}$  a  $M_{OxP}$  nebo  $M_{OyL}$  a  $M_{OyP}$ .

Grafické znázornění průběhů posouvajících sil a ohybových momentů všech hřídelí jsou k nahlédnutí v příloze E až H.

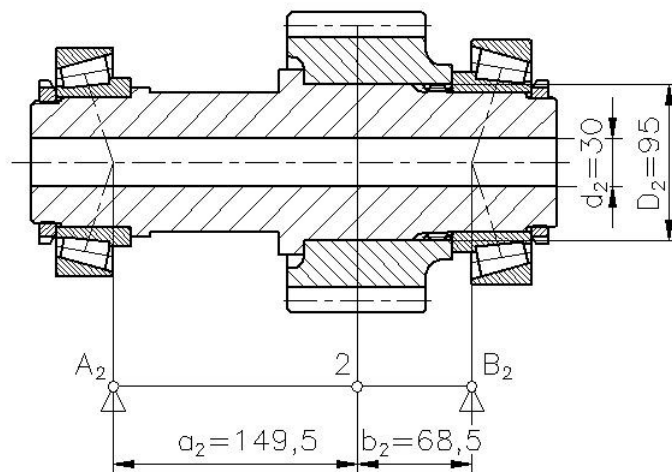
### 5.2.2 Hřídel H2



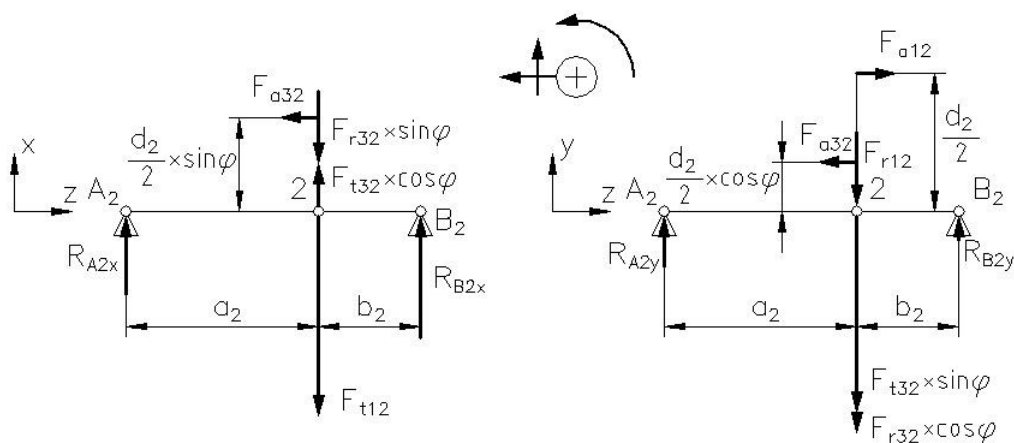
Obr. 5.5 – Souřadnicový systém a zatěžující síly hřídele H2



Obr. 5.6 – Rozklad sil působící na hřídel H2



Obr. 5.7 – Výpočtový model hřídele H2



Obr. 5.8 – Výpočtový model hřídele H2

rovina x-z

$$\sum M_{iA2} = 0:$$

$$-F_{t12} \cdot a_2 - F_{r32} \cdot \sin\varphi \cdot a_2 + F_{t32} \cdot \cos\varphi \cdot a_2 + F_{a32} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \sin\varphi + \\ + R_{B2x} \cdot (a_2 + b_2) = 0$$

$$R_{B2x} = \frac{(F_{t21} + F_{r32} \cdot \sin\varphi - F_{t32} \cdot \cos\varphi) \cdot a_2 - F_{a32} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \sin\varphi}{a_2 + b_2} \quad (5.11)$$

$$\sum F_{ix} = 0:$$

$$R_{A2x} - F_{t12} - F_{r32} \cdot \sin\varphi + F_{t32} \cdot \cos\varphi + R_{B2x} = 0$$

$$R_{A2x} = F_{t12} + F_{r32} \cdot \sin\varphi - F_{t32} \cdot \cos\varphi - R_{B2x} \quad (5.12)$$

rovina y-x

$$\sum M_{iB1} = 0:$$

$$\begin{aligned} & -F_{r12} \cdot a_2 - F_{t32} \cdot \sin\varphi \cdot a_2 - F_{r32} \cdot \cos\varphi \cdot a_2 + F_{a32} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \cos\varphi - F_{a12} \cdot \frac{d_2}{2} + \\ & + R_{B2y} \cdot (a_2 + b_2) = 0 \\ & R_{B2y} = \frac{(F_{r12} + F_{t32} \cdot \sin\varphi + F_{r32} \cdot \cos\varphi) \cdot a_2 + (F_{a12} - F_{a32} \cdot \cos\varphi) \cdot \frac{d_2}{2}}{a_2 + b_2} \end{aligned} \quad (5.13)$$

$$\sum F_{iy} = 0:$$

$$\begin{aligned} & R_{A2y} - F_{r12} - F_{t32} \cdot \sin\varphi - F_{r32} \cdot \cos\varphi + R_{B2y} = 0 \\ & R_{A2y} = F_{r12} + F_{t32} \cdot \sin\varphi + F_{r32} \cdot \cos\varphi - R_{B2y} \end{aligned} \quad (5.14)$$

ohybové momenty

$$M_{O2xL} = -R_{A2x} \cdot a_2 \quad (5.15)$$

$$M_{O2xP} = -R_{A2x} \cdot a_2 + F_{a32} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \sin\varphi \quad (5.16)$$

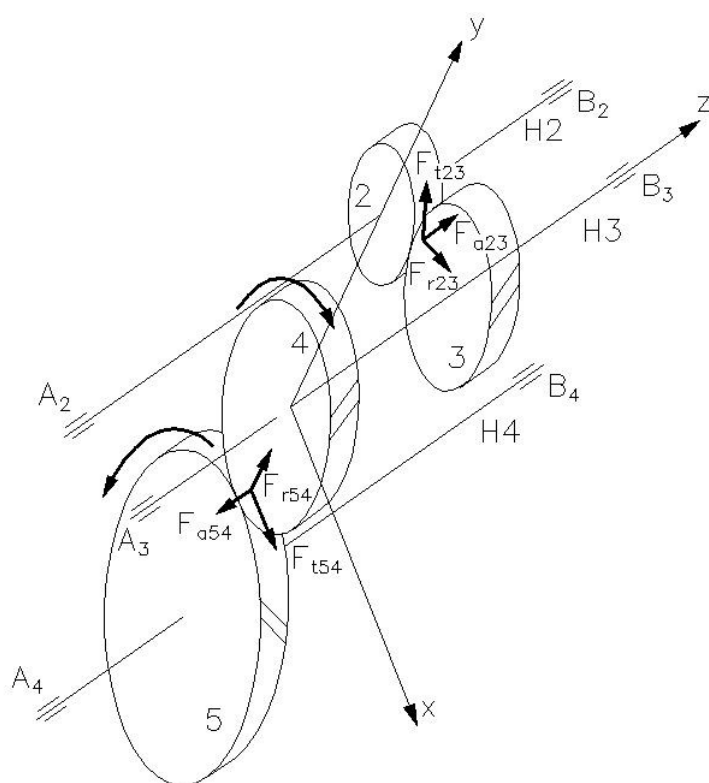
$$M_{O2yL} = -R_{A2y} \cdot a_2 \quad (5.17)$$

$$M_{O2yP} = -R_{A2y} \cdot a_2 + F_{a32} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \cos\varphi - F_{a12} \cdot \frac{d_2}{2} \quad (5.18)$$

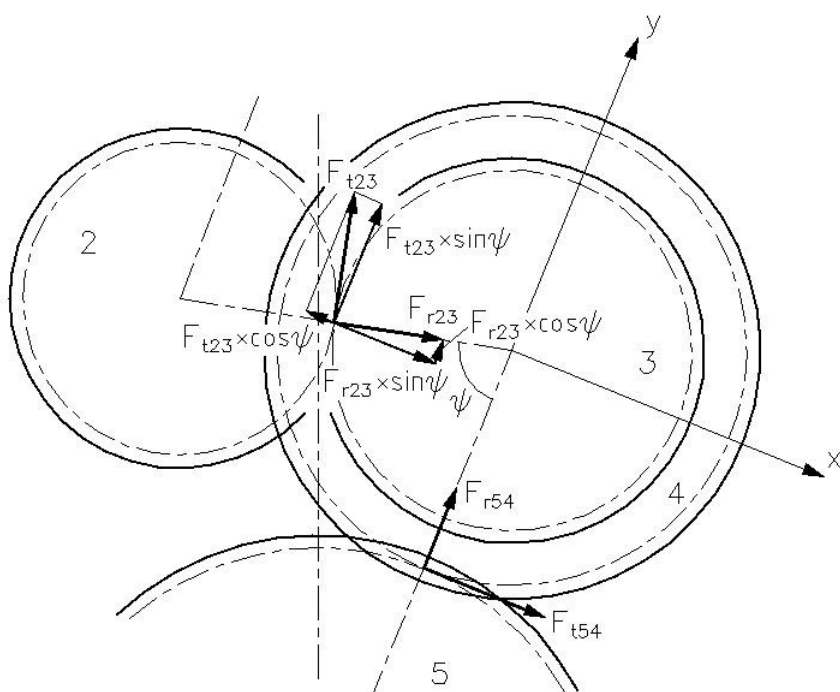
Tab. 5.3 Přehled reakcí a ohybových momentů hřídele H2

		$u = 0,75$	$u = 0,95$
$R_{A2x}$	[N]	90130	107255
$R_{A2y}$	[N]	80201	94219
$R_{B2x}$	[N]	142186	171682
$R_{B2y}$	[N]	226135	255414
$M_{O2xL}$	[N.m]	-13475	-16035
$M_{O2xP}$	[N.m]	-9455	-11760
$M_{O2yL}$	[N.m]	-11990	-14086
$M_{O2yP}$	[N.m]	-15038	-17496
$\varphi$	[°]	74,351	77,166

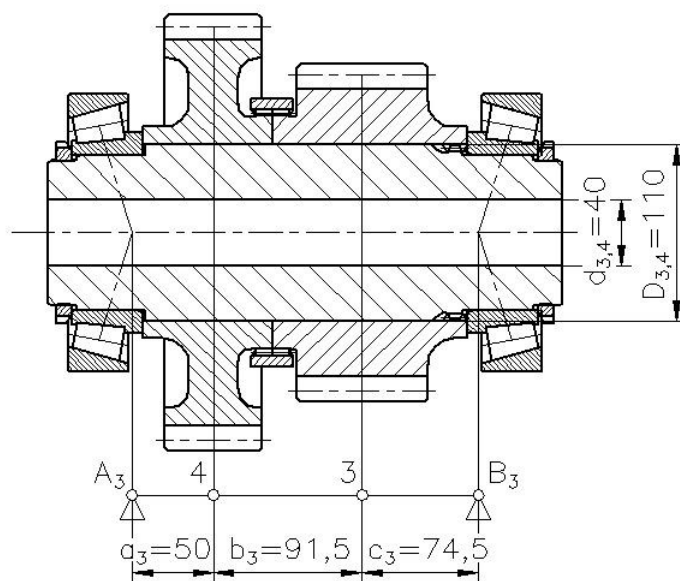
### 5.2.3 Hřídel H3



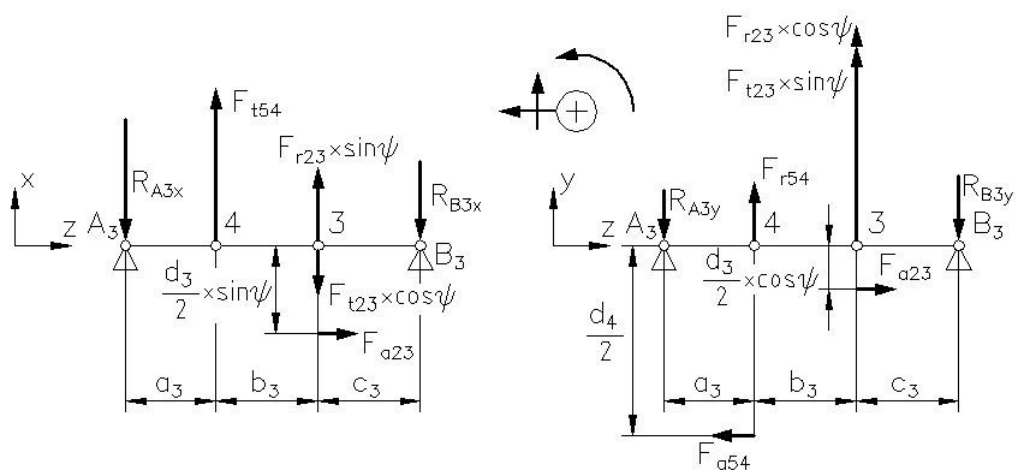
Obr. 5.9 – Souřadnicový systém a zatěžující síly hřídele H3



Obr. 5.10 – Rozklad sil působící na hřídel H3



Obr. 5.11 – Výpočtový model hřídele H3



Obr. 5.12 – Výpočtový model hřídele H3

rovina x-z

$$\sum M_{iA3} = 0:$$

$$F_{t54} \cdot a_3 + F_{r23} \cdot \sin\psi \cdot (a_3 + b_3) - F_{t23} \cdot \cos\psi \cdot (a_3 + b_3) + F_{a23} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot \sin\psi - R_{B3x} \cdot (a_3 + b_3 + c_3) = 0$$

$$R_{B3x} = \frac{F_{t54} \cdot a_3 + (F_{r23} \cdot \sin\psi - F_{t23} \cdot \cos\psi) \cdot (a_3 + b_3) + F_{a23} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot \sin\psi}{a_3 + b_3 + c_3} \quad (5.19)$$

$$\sum F_{ix} = 0:$$

$$-R_{A3x} + F_{t54} + F_{r23} \cdot \sin\psi - F_{t23} \cdot \cos\psi - R_{B3x} = 0$$

$$R_{A3x} = F_{t54} + F_{r23} \cdot \sin\psi - F_{t23} \cdot \cos\psi - R_{B3x} \quad (5.20)$$

rovina y-x

$$\sum M_{iA3} = 0:$$

$$F_{r54} \cdot a_3 - F_{a54} \cdot \frac{d_4}{2} + F_{t23} \cdot \sin\psi \cdot (a_3 + b_3) + F_{r23} \cdot \cos\psi \cdot (a_3 + b_3) + F_{a23} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot \cos\psi - R_{B3y} \cdot (a_3 + b_3 + c_3) = 0$$

$$R_{B3y} = \frac{F_{r54} \cdot a_3 - F_{a54} \cdot \frac{d_4}{2} + (F_{t23} \cdot \sin\psi + F_{r23} \cdot \cos\psi) \cdot (a_3 + b_3) + F_{a23} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot \cos\psi}{a_3 + b_3 + c_3} \quad (5.21)$$

$$\sum F_{iy} = 0:$$

$$-R_{A3y} + F_{r54} + F_{t23} \cdot \sin\psi + F_{r23} \cdot \cos\psi - R_{B3y} = 0$$

$$R_{A3y} = F_{r54} + F_{t23} \cdot \sin\psi + F_{r23} \cdot \cos\psi - R_{B3y} \quad (5.22)$$

ohybové momenty

$$M_{03xL} = R_{A3x} \cdot (a_3 + b_3) - F_{t54} \cdot b_3 \quad (5.23)$$

$$M_{03xP} = R_{A3x} \cdot (a_3 + b_3) - F_{t45} \cdot b_3 + F_{a23} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot \sin\psi \quad (5.24)$$

$$M_{04x} = R_{A3x} \cdot a_3 \quad (5.25)$$

$$M_{03yL} = R_{A3y} \cdot (a_3 + b_3) - F_{a54} \cdot \frac{d_4}{2} - F_{r54} \cdot b_3 \quad (5.26)$$

$$M_{03yP} = R_{A3y} \cdot (a_3 + b_3) - F_{a54} \cdot \frac{d_4}{2} - F_{r54} \cdot b_3 + F_{a23} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot \cos\psi \quad (5.27)$$

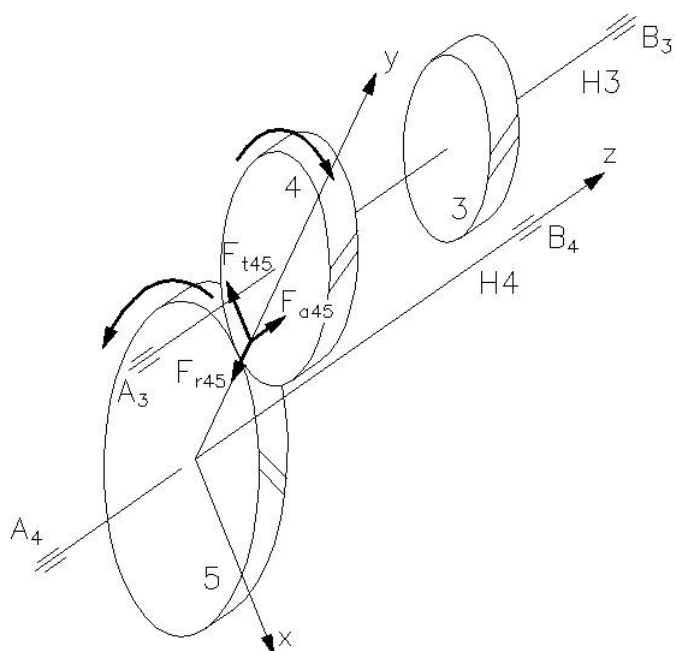
$$M_{04yL} = R_{A3y} \cdot a_3 \quad (5.28)$$

$$M_{04yP} = R_{A3y} \cdot a_3 - F_{a54} \cdot \frac{d_4}{2} \quad (5.29)$$

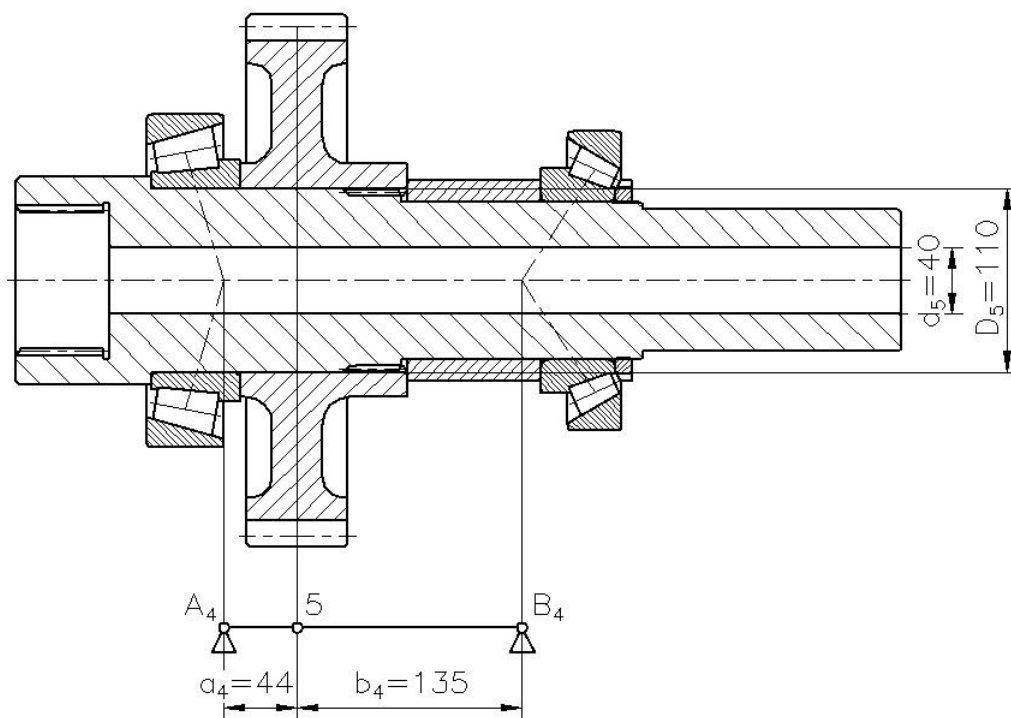
Tab. 5.4 – Přehled reakcí a ohybových momentů hřídele H3

		$u = 0,75$	$u = 0,95$
$R_{A3x}$	[N]	94781	131257
$R_{A3y}$	[N]	138674	169632
$R_{B3x}$	[N]	46833	86282
$R_{B3y}$	[N]	144723	159982
$M_{03xL}$	[N.m]	-63	1520
$M_{03yL}$	[N.m]	9359	10736
$M_{03xP}$	[N.m]	3489	6428
$M_{03yP}$	[N.m]	10782	11919
$M_{04x}$	[N.m]	4739	6563
$M_{04yL}$	[N.m]	6934	8482
$M_{04yP}$	[N.m]	1772	1671
$\psi$	[°]	68,17	76,451

## 5.2.4 Hřídel H4

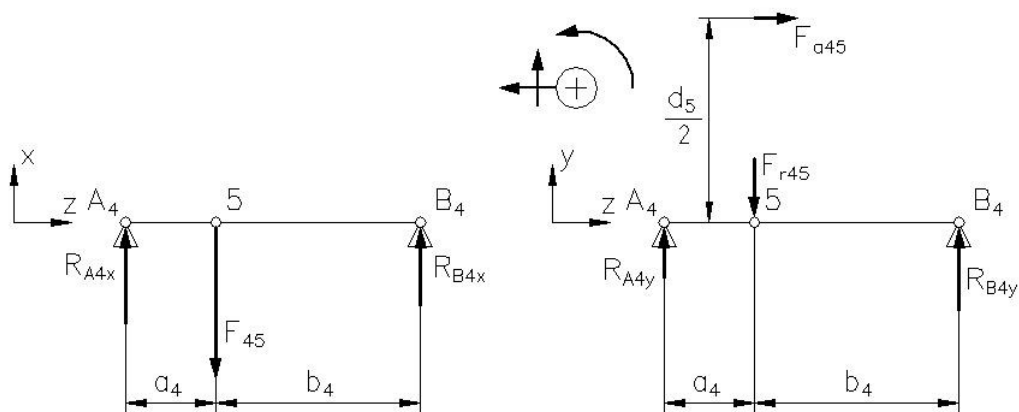


Obr. 5.13 – Souřadnicový systém a zatěžující síly hřídele H4



Obr. 5.14 – Výpočtový model hřídele H4





Obr. 5.15 – Výpočtový model hřídele H4

rovina x-z

$$\sum M_{iA4} = 0:$$

$$-F_{t45} \cdot a_4 + R_{B4x} \cdot (a_4 + b_4) = 0$$

$$R_{B4x} = \frac{F_{t45} \cdot a_4}{a_4 + b_4} \quad (5.30)$$

$$\sum F_{ix} = 0:$$

$$R_{A4x} - F_{t45} + R_{B4x} = 0$$

$$R_{A4x} = F_{t45} - R_{B4x} \quad (5.31)$$

rovina y-z

$$\sum M_{iA4} = 0:$$

$$-F_{r45} \cdot a_4 - F_{a45} \cdot \frac{d_5}{2} + R_{B4y} \cdot (a_4 + b_4) = 0$$

$$R_{B4y} = \frac{F_{r45} \cdot a_4 + F_{a45} \cdot \frac{d_5}{2}}{a_4 + b_4} \quad (5.32)$$

$$\sum F_{iy} = 0:$$

$$R_{A4y} - F_{r45} + R_{B4y} = 0$$

$$R_{A4y} = F_{r45} - R_{B4y} \quad (5.33)$$

ohybové momenty

$$M_{O5x} = -R_{A4x} \cdot a_4 \quad (5.34)$$

$$M_{O5yL} = -R_{A4y} \cdot a_4 \quad (5.35)$$

$$M_{O5yP} = -R_{A4y} \cdot a_4 - F_{a45} \cdot \frac{d_5}{2} \quad (5.36)$$

Tab. 5.5 Přehled reakcí a ohybových momentů hřídele H4

		$u = 0,75$	$u = 0,95$
$R_{A4x}$	[N]	111060	140556
$R_{A4y}$	[N]	5855	7410
$R_{B4x}$	[N]	36197	45811
$R_{B4y}$	[N]	49902	63156
$M_{O5x}$	[N.m]	-4887	-6184
$M_{O5yL}$	[N.m]	-258	-326
$M_{O5yP}$	[N.m]	-6737	-8526

### 5.3 Mechanické vlastnosti hřídelí

Na výrobu všech hřídelí bude použita ocel 14 220.4. Mez kluzu je  $R_e = 590$  MPa a mez pevnosti je  $R_m = 785$  MPa dle [2].

### 5.4 Statická kontrola hřídelí

Pro provedení statické kontroly je zapotřebí určit maximální ohybový moment a průřez hřídele v tomto místě. Materiálové hodnoty a další veličiny jsou uvedeny v textu výše.

Výsledný ohybový moment se určí geometrickým součtem ohybových momentů v jednotlivých rovinách

$$M_O = \sqrt{M_{Ox}^2 + M_{Oy}^2} \text{ [N.m]}. \quad (5.37)$$

Průřezový modul v ohybu (krutu) pro kruhový průřez se určí pomocí vztahů

$$W_O = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \text{ [mm}^3\text{]}, \quad (5.38)$$

$$W_K = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \text{ [mm}^3\text{]}. \quad (5.39)$$

Ohybové napětí pak je

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \text{ [MPa]}. \quad (5.40)$$

Namáhání krutem pak je

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \text{ [MPa]}. \quad (5.41)$$

Redukované napětí podle hypotézy HMM se vypočítá pomocí vzorce

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_K^2} \text{ [MPa]}. \quad (5.42)$$

Statická bezpečnost se pak vypočítá pomocí vztahu

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{red}} [-]. \quad (5.43)$$

Tab. 5.6a – Přehled hodnot statické kontroly ( $u = 0,75$ )

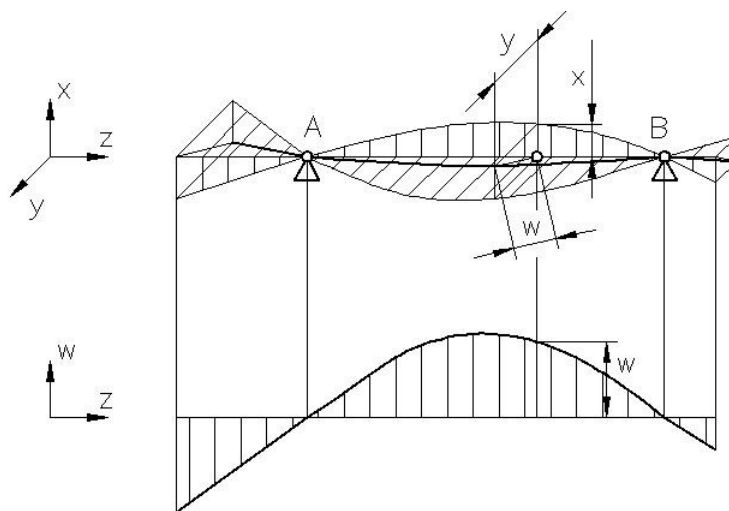
		$u = 0,75$				
		H1	H2	H3		H4
kontrolované místo		1	2	3	4	5
$D$	[mm]	120	95	110	110	110
$d$	[mm]	30	30	40	40	40
$M_O$	[N.m]	13247	20192	11332	8398	8323
$M_K$	[N.m]	30000	0	0	0	22596
$W_O$	[mm <sup>3</sup> ]	168983	83336	128386	128386	128386
$W_K$	[mm <sup>3</sup> ]	337967	166671	256772	256772	256772
$\sigma_O$	[MPa]	78	242	88	65	65
$\tau_K$	[MPa]	89	0	0	0	88
$\sigma_{red}$	[MPa]	173	242	88	65	166
$k_S$	[-]	3,419	2,435	6,684	9,019	3,562

Tab. 5.6b – Přehled hodnot statické kontroly ( $u = 0,95$ )

		$u = 0,95$				
		H1	H2	H3		H4
kontrolované místo		1	2	3	4	5
$D$	[mm]	120	95	110	110	110
$d$	[mm]	30	30	40	40	40
$M_O$	[N.m]	12039	23732	13542	10724	10533
$M_K$	[N.m]	30000	0	0	0	28597
$W_O$	[mm <sup>3</sup> ]	168983	83336	128386	128386	128386
$W_K$	[mm <sup>3</sup> ]	337967	166671	256772	256772	256772
$\sigma_O$	[MPa]	88	285	105	84	82
$\tau_K$	[MPa]	89	0	0	0	111
$\sigma_{red}$	[MPa]	177	285	105	84	210
$k_S$	[-]	3,333	2,072	5,594	7,063	2,815

## 5.5 Průhyby a naklopení hřídelí

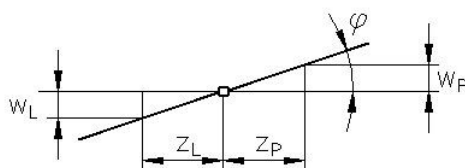
Tuhost hřídele je stejně důležitá jako pevnost hřídele. Je důležitým faktorem, který ovlivňuje kvalitu záběru ozubených kol, tak i souosost vnitřního a vnějšího kroužku ložiska a tím i jeho trvanlivost. Pro zhodnocení tuhosti hřídele je tedy nutné stanovit průhyb a naklopení pod ozubeným kolem a naklopení hřídele pod ložiskem. Hodnoty průhybů hřídelí byly odečteny z programu „HŘÍDEL“ [26]. Tento program vypočítá a zobrazí průhyby hřídele ve dvou na sebe kolmých rovinách i jejich součet, tedy celkový průhyb (obr 5.16). Hodnoty průhybů uvedené dále jsou celkové, a jsou označeny  $w$ .



Obr. 5.16 – Průhyb hřídele

Hodnoty naklopení hřídele pod ložiskem se vypočítají jako odchylky tečny průhybové křivky v místě podpory. Tato tečna se zjednodušeně získá spojením průhybů v minimální vzdálenosti od podpory (obr. 5.17). Naklopení ložisek se pak vypočítá ze vztahu

$$\varphi = \arctg \frac{w_L + w_P}{z_L + z_P} [^\circ]. \quad (5.44)$$



Obr. 5.17 – Naklopení hřídele pod ložisky

Stejným postupem se stanoví i naklopení hřídele pod ozubeným kolem.

Hodnoty průhybů hřídelí a naklopení hřídelí pod ložisky jsou uvedeny v tabulce 5.7. Průběhy průhybů hřídelí jsou k nahlédnutí v příloze E až H.

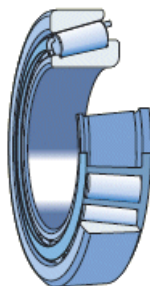
Tab. 5.7 – Hodnoty průhybů a naklopení

		$u = 0,75$		$u = 0,95$	
		$w$	$\varphi$	$w$	$\varphi$
místo		[ $\mu\text{m}$ ]	[ $^{\circ}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $^{\circ}$ ]
H1	1	20,08	0,498	22,78	0,567
	A <sub>1</sub>	0	1,122	0	1,265
	B <sub>1</sub>	0	1,134	0	1,296
H2	2	56,79	1,599	67,04	1,891
	A <sub>2</sub>	0	3,108	0	3,661
	B <sub>2</sub>	0	3,393	0	4,012
H3	3	24,04	0,464	29,09	0,567
	4	16,69	0,825	20,76	1,014
	A <sub>3</sub>	0	1,351	0	1,686
	B <sub>3</sub>	0	1,423	0	1,717
H4	5	10,51	0,688	13,31	0,877
	A <sub>4</sub>	0	0,884	0	1,117
	B <sub>4</sub>	0	0,901	0	1,140

Z hlediska statické kontroly jsou hřídele dostatečně dimenzovány, statická bezpečnost neklesá pod hodnotu 2 (minimální hodnota je 1,5). Podstatnějším hlediskem při dimenzování hřídelí v automobilovém průmyslu je ohybová tuhost hřídelí, kdy se kontrolují naklopení hřídele pod ložisky a pod ozubenými koly. Maximální naklopení hřídele pod ložisky je dáno výrobcem – v tomto případě pro kuželíková ložiska – jsou to 4 úhlové minuty. Maximální naklopení pod ozubenými koly se obecně udává v rozmezí 3 až 7 úhlových minut. Z tab. 5.7, kde jsou shrnuty naklopení hřídelí pod ložisky, i ozubenými koly lze konstatovat, že jsou hřídele vyhovující.

## 6 KONTROLA LOŽISEK

Pro uložení hřídelí ve skříní přídatného převodu jsou použita kuželíková ložiska. Tato ložiska jsou schopna dobře přenášet radiální i axiální zatížení působící od ozubených kol se šikmými zuby. Rozměry a další parametry ložisek odpovídají hodnotám uvedeným v katalogu firmy SKF [19].



Obr. 6.1 – Kuželíkové ložisko [19]

Protože nejsou známy parametry spektra zatížení, není možné určit ekvivalentní zatížení ložisek a určit tak jejich trvanlivost. Proto je pouze stanovena trvanlivost ložisek pro maximální zatížení a otáčky při zařazeném 1. převodovém stupni. Trvanlivost ložisek se při tomto zatížení pohybuje v řádu hodin, avšak z hlediska prvotního posouzení ložisek oddělením vývoje Tatra a.s. je tento způsob dostačující. Podrobný výpočet trvanlivosti ložisek je přenechán odborným firmám (Timken, SKF, INA).

Ekvivalentní dynamické zatížení kuželíkového ložiska se určí pomocí vztahu

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \text{ [kN]} \text{ pro } \frac{F_a}{F_r} > e, \quad (6.1)$$

$$P = F_r \text{ [kN]} \text{ pro } \frac{F_a}{F_r} \leq e, \quad (6.2)$$

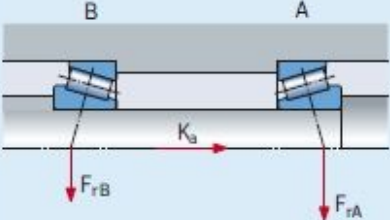
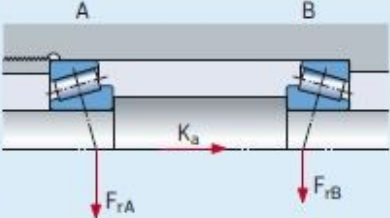
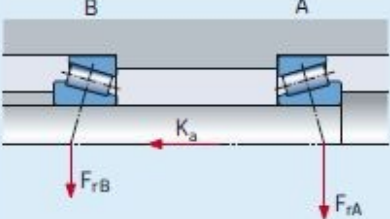
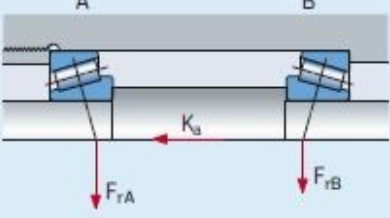
kde  $F_r$  [kN] je radiální zatížení ložiska,  
 $Y$  [-] je součinitel axiálního zatížení ložiska,  
 $F_a$  [kN] je axiální zatížení ložiska,  
 $e$  [-] je výpočtový součinitel ložiska.

Radiální zatížení ložiska je dáno radiálními silami, které na něj působí, tedy reakcemi určenými v minulé kapitole. Výsledné radiální zatížení je součet reakcí ve dvou na sebe kolmých rovinách. Radiální zatížení ložiska A a B se určí pomocí vztahů

$$F_{rAi} = \sqrt{R_{Aix}^2 + R_{Aiy}^2} \text{ [N]}, \quad (6.3)$$

$$F_{rBi} = \sqrt{R_{Bix}^2 + R_{Biy}^2} \text{ [N]}. \quad (6.4)$$

Pro určení axiálního zatížení je nutné znát druh uložení. Uložení kuželíkových ložisek je možné dvěma způsoby: zády k sobě (do „O“) a čely k sobě (do „X“). Dále je důležitý směr působení axiální síly  $K_a$ . Vztahy pro určení axiálního zatížení pro jednotlivé případy jsou uvedeny na obrázku 6.2.

Uložení	Zatěžovací případ	Axiální síly	
<p>Zády k sobě (do „O“)</p> 	<p>1a) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}</math> <math>K_a \geq 0</math></p>	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>1b) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &lt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math> <math>K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)</math></p>	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
<p>Čely k sobě (do „X“)</p> 	<p>1c) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &lt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math> <math>K_a &lt; 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)</math></p>	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
<p>Zády k sobě (do „O“)</p> 	<p>2a) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}</math> <math>K_a \geq 0</math></p>	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<p>2b) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &gt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math> <math>K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)</math></p>	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
<p>Čely k sobě (do „X“)</p> 	<p>2c) <math>\frac{F_{rA}}{Y_A} &gt; \frac{F_{rB}}{Y_B}</math> <math>K_a &lt; 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)</math></p>	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Obr. 6.2 – Určení axiálního zatížení ložisek [19]

Základní trvanlivost ložisek v miliónech cyklů se stanoví

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{ ot.}], \quad (6.5)$$

kde  $C$  [kN] je základní dynamická únosnost ložiska,

$P$  [kN] je ekvivalentní dynamické zatížení, určeno pomocí vztahu (6.1) nebo (6.2),

$p$  [-] je exponent rovnice trvanlivosti,  $p = 10/3$  pro ložiska s čárovým stykem.

Základní trvanlivost ložisek v provozních hodinách se stanoví

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [\text{hod}], \quad (6.6)$$

kde  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] jsou otáčky příslušného hřídele při zařazeném 1. převodovém stupni.

Trvanlivost ložisek podle SKF v miliónech cyklů se stanoví

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} [10^6 \text{ ot.}], \quad (6.7)$$

kde  $a_1$  [-] je součinitel spolehlivosti, pro pravděpodobnost poruchy 10 % je  $a_1 = 1$ ,

$a_{SKF}$  [-] je součinitel teorie trvanlivosti podle SKF.

Pro určení součinitele  $a_{SKF}$  je nutné určit:

- viskózní poměr maziva

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} [-], \quad (6.8)$$

kde  $\nu$  [ $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ] je skutečná provozní viskozita maziva,  $\nu = 12,1 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  pro olej 75W-90 a provozní teplotu  $110^\circ\text{C}$ ,

$\nu_1$  [ $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ] je viskozita, která ještě zajišťuje správné mazání, určena pomocí výpočetního programu SKF [19],

- vztah

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} [-], \quad (6.9)$$

kde  $\eta_c$  [-] je součinitel znečištění maziva, zvoleno  $\eta_c = 0,5$ ,

$P_u$  [kN] je mezní únavové zatížení ložiska, viz katalog SKF [19].

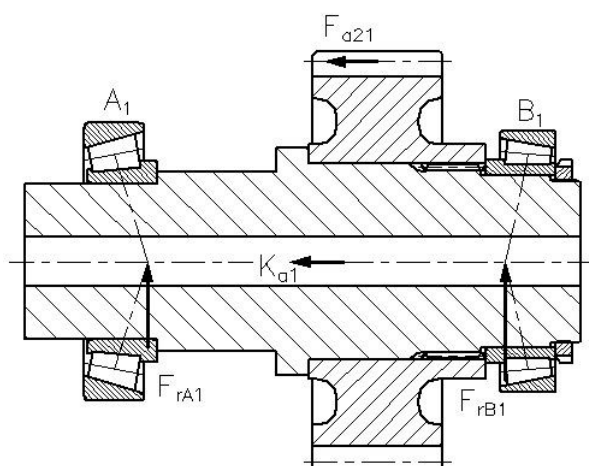
Součinitel  $a_{SKF}$  je určen pomocí výpočetního programu firmy SKF [19].

Trvanlivost ložisek podle SKF v provozních hodinách se stanoví

$$L_{nmh} = L_{nm} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [\text{hod}]. \quad (6.10)$$



## 6.1 Ložiska hřídele H1



Obr. 6.3 – Zatížení ložisek hřídele H1

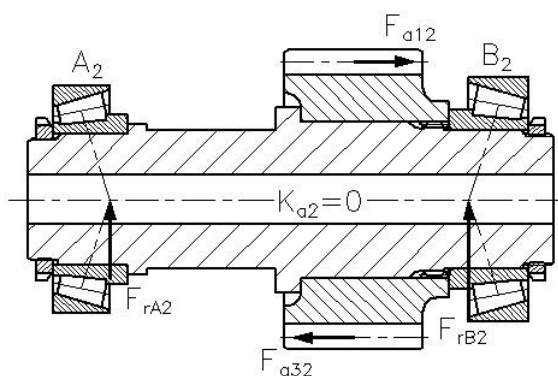
Určení axiální síly  $K_a$ :

$$K_a = F_{a21} \text{ [N]} \quad (6.11)$$

Tab. 6.1 – Přehled hodnot ložisek hřídele H1

		$u = 0,75$		$u = 0,95$	
		Ložisko A1	Ložisko B1	Ložisko A1	Ložisko B1
označení		32219 J2	33021/Q	32219 J2	33021/Q
$C$	[kN]	281	246	281	246
$P_u$	[-]	43	45,5	43	45,5
$Y$	[-]	1,4	2,1	1,4	2,1
$e$	[-]	0,43	0,28	0,43	0,28
$K_{a1}$	[kN]	45,363 doleva		51,978 doleva	
$F_r/Y$	[kN]	66,869	67,120	74,796	77,259
zatěžovací případ		2a)		2a)	
$F_a$	[kN]	78,923	33,560	90,607	38,630
$F_r$	[kN]	93,617	140,952	104,715	162,244
$F_a/F_r$	[-]	0,843	0,238	0,865	0,238
$P$	[kN]	147,938	140,952	168,736	162,244
$a_{SKF}$	[-]	0,123	0,124	0,122	0,123
$L_{10m}$	[ $10^6$ ot.]	1,044	0,794	0,668	0,493
$L_{10mh}$	[hod]	130	78	83	48

## 6.2 Ložiska hřídele H2



Obr. 6.4 – Zatížení ložisek hřídele H2

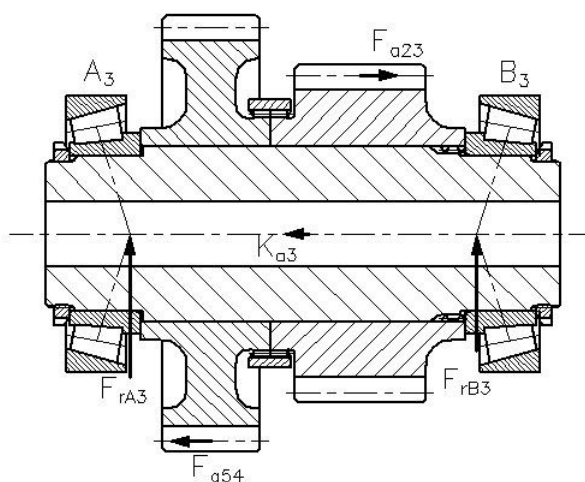
Určení axiální síly  $K_{a2}$ :

$$K_{a2} = F_{a12} - F_{a32} \text{ [N]} \quad (6.12)$$

Tab. 6.2 – Přehled hodnot ložisek hřídele H2

		$u = 0,75$		$u = 0,95$	
		Ložisko A2	Ložisko B2	Ložisko A2	Ložisko B2
označení		33216/Q	32316 J2	33216/Q	32316 J2
$C$	[kN]	251	380	251	380
$P_u$	[-]	41,5	57	41,5	57
$Y$	[-]	1,4	1,7	1,4	1,7
$e$	[-]	0,43	0,35	0,43	0,35
$K_{a2}$	[kN]	0		0	
$F_r/Y$	[kN]	86,176	157,130	101,972	181,030
zatěžovací případ		1c) nebo 2a)		1c) nebo 2a)	
$F_a$	[kN]	78,565	78,565	90,515	90,515
$F_r$	[kN]	120,647	267,122	142,761	307,751
$F_a/F_r$	[-]	0,651	0,294	0,634	0,294
$P$	[kN]	158,250	267,122	183,826	307,751
$a_{SKF}$	[-]	0,144	0,146	0,137	0,139
$L_{10m}$	$[10^6 \text{ ot.}]$	0,670	0,473	0,387	0,281
$L_{10mh}$	[hod]	83	46	48	28

### 6.3 Ložiska hřídele H3



Obr. 6.5 – Zatížení ložisek hřídele H3

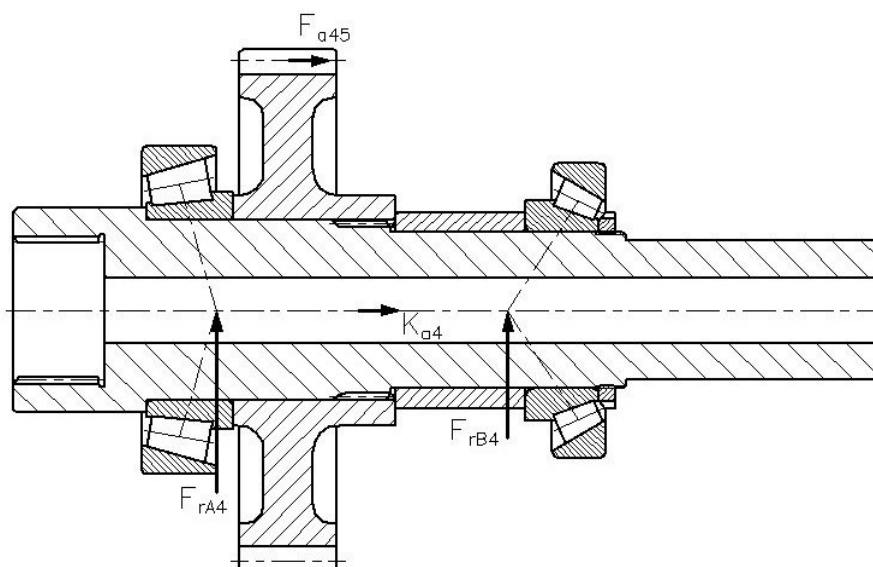
Určení axiální síly  $K_{a3}$ :

$$K_{a3} = F_{a54} - F_{a23} \text{ [N]} \quad (6.13)$$

Tab. 6.3 – Přehled hodnot ložisek hřídele H3

		$u = 0,75$		$u = 0,95$	
		Ložisko A3	Ložisko B3	Ložisko A3	Ložisko B3
označení		32219 J2	32218 J2/Q	32219 J2	32218 J2/Q
$C$	[kN]	281	251	281	251
$P_u$	[-]	43	38	43	38
$Y$	[-]	1,4	1,4	1,4	1,4
$e$	[-]	0,43	0,43	0,43	0,43
$K_{a3}$	[kN]	3,137 doprava		1,462 doleva	
$F_r/Y$	[kN]	119,978	108,652	153,203	129,833
zatěžovací případ		1a)		2c)	
$F_a$	[kN]	59,989	63,126	76,602	75,140
$F_r$	[kN]	167,970	152,112	214,484	181,766
$F_a/F_r$	[-]	0,357	0,415	0,357	0,413
$P$	[kN]	167,970	152,112	214,484	181,766
$a_{SKF}$	[-]	0,163	0,158	0,133	0,131
$L_{10m}$	$[10^6 \text{ ot.}]$	0,906	0,839	0,327	0,384
$L_{10mh}$	[hod]	113	82	41	38

## 6.4 Ložiska hřídele H4



Obr. 6.6 – Zatížení ložisek hřídele H4

Určení axiální síly  $K_{a4}$ :

$$K_{a4} = F_{a45} \text{ [N]} \quad (6.14)$$

Tab. 6.3 – Přehled hodnot ložisek hřídele H4

		$u = 0,75$		$u = 0,95$	
		Ložisko A4	Ložisko B4	Ložisko A4	Ložisko B4
označení		32222 J2	T7FC 095/CL7CVQ051	32222 J2	T7FC 095/CL7CVQ051
$C$	[kN]	402	275	402	275
$P_u$	[-]	61	44	61	44
$Y$	[-]	1,4	0,68	1,4	0,68
$e$	[-]	0,43	0,88	0,43	0,88
$K_{a4}$	[kN]	42,225 doprava		53,440 doprava	
$F_r/Y$	[kN]	79,439	90,659	100,537	114,737
zatěžovací případ		1b)		1b)	
$F_a$	[kN]	39,719	81,945	50,268	103,708
$F_r$	[kN]	111,214	61,648	140,751	78,021
$F_a/F_r$	[-]	0,357	1,329	0,357	1,329
$P$	[kN]	111,214	80,382	140,751	101,730
$a_{SKF}$	[-]	0,173	0,163	0,139	0,133
$L_{10m}$	$[10^6 \text{ ot.}]$	12,539	9,835	4,595	3,660
$L_{10mh}$	[hod]	1556	964	571	359

Trvanlivost ložisek pro 10 % pravděpodobnost poruchy podle SKF stanovená pro maximální zatížení při zařazeném prvním převodovém stupni vychází v rozmezí 28 až 1556 hodin, a to v závislosti na velikosti ložiska, velikosti zatížení a otáčkách na konkrétní hřídeli. Jedná se pouze o orientační výpočet, který slouží pouze k prvotnímu posouzení trvanlivosti ložisek (na základě zkušeností oddělení vývoje Tatra a.s.). Na základě údajů (od firmy Timken) ložisek na první hřídeli, kdy se trvanlivosti při maximálním zatížení pohybují v rozmezí 5 až 34 hodin, lze konstatovat, že trvanlivost ložisek by měla být vyhovující. Podrobnější výpočet trvanlivostí ložisek bude možný až při známém provozním spektru zatížení.

## 7 KONTROLA SPOJŮ PRO PŘENOS KROUTICÍHO MOMENTU

### 7.1 Drážková spojení

Pro přenos kroučícího momentu z hřídelí na ozubená kola a z ozubených kol na hřídele je použito evolventní drážkování v provedení se středěním na bocích zubů. Přehled všech spojení, na které je použito drážkování je uveden na obrázku 7.3. Pro výrobu drážkování budou použity nástroje, které firma Tatra a.s. již používá. Drážkování má tyto základní parametry:

- úhel profilu  $\alpha = 30^\circ$ ,
- modul  $m = 4$  mm.

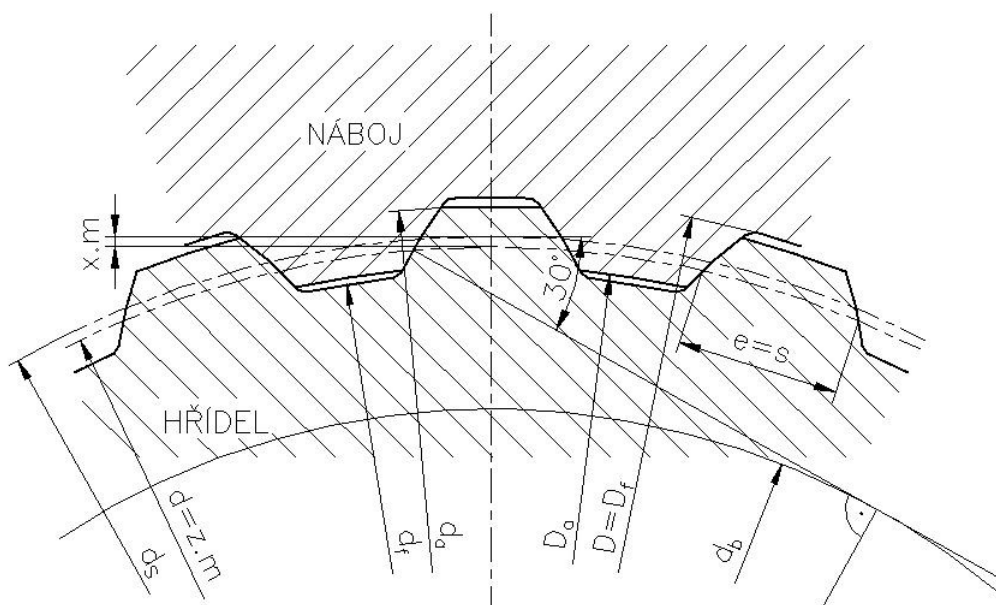
#### 7.1.1 Rozměry drážkového spoje

Základní rozměry drážkování jsou voleny dle ČSN 01 4955 [12]. Přehled rozměrů je uveden v tab. 7.1.

Vztahy pro výpočet rozměrů pro pevnostní kontrolu:

$$\text{střední průměr} \quad d_s = \frac{d_a + D_a}{2} \text{ [mm]} \quad (7.1)$$

$$\text{výška stykové plochy} \quad h = \frac{d_a - D_a}{2} \text{ [mm]} \quad (7.2)$$



Obr. 7.1 – Základní rozměry evolventního drážkování

$D$  – jmenovitý průměr,  $D_a$  – hlavový průměr náboje,  $d_a$  – hlavový průměr hřídele

### 7.1.2 Pevnostní kontrola drážkového spoje

Pevností kontrola spoje je provedena na tlak podle vztahu

$$p = \frac{2000 \cdot M_K}{d_S \cdot z \cdot \varphi \cdot h \cdot l} \leq p_{DOV} \text{ [MPa]}, \quad (7.3)$$

kde  $M_K$  [N.m] je krouticí moment na příslušné hřídeli,

$d_S$  [mm] je střední průměr spoje (střed stykové plochy),

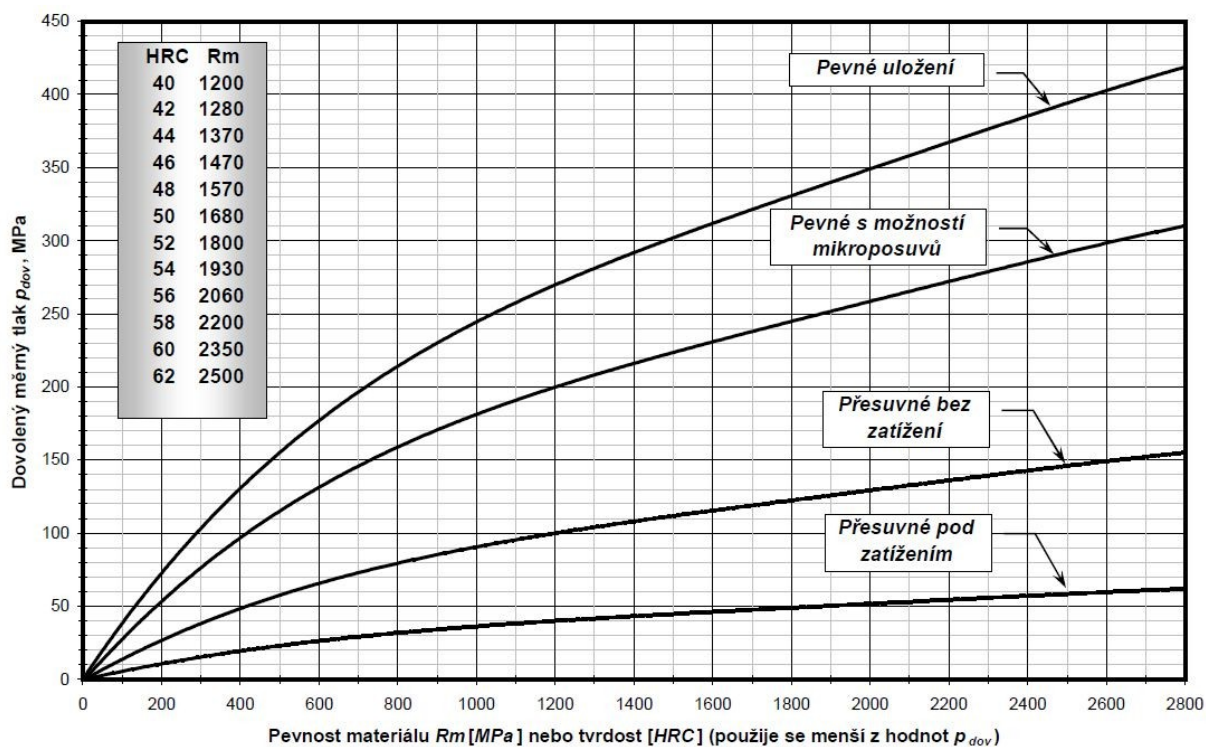
$z$  [-] je počet drážek (zubů),

$\varphi$  [-] je relativní funkční počet drážek,  $\varphi = (0,4 \div 1)$  dle [4], zvoleno  $\varphi = 0,7$ ,

$h$  [mm] je výška stykové plochy,

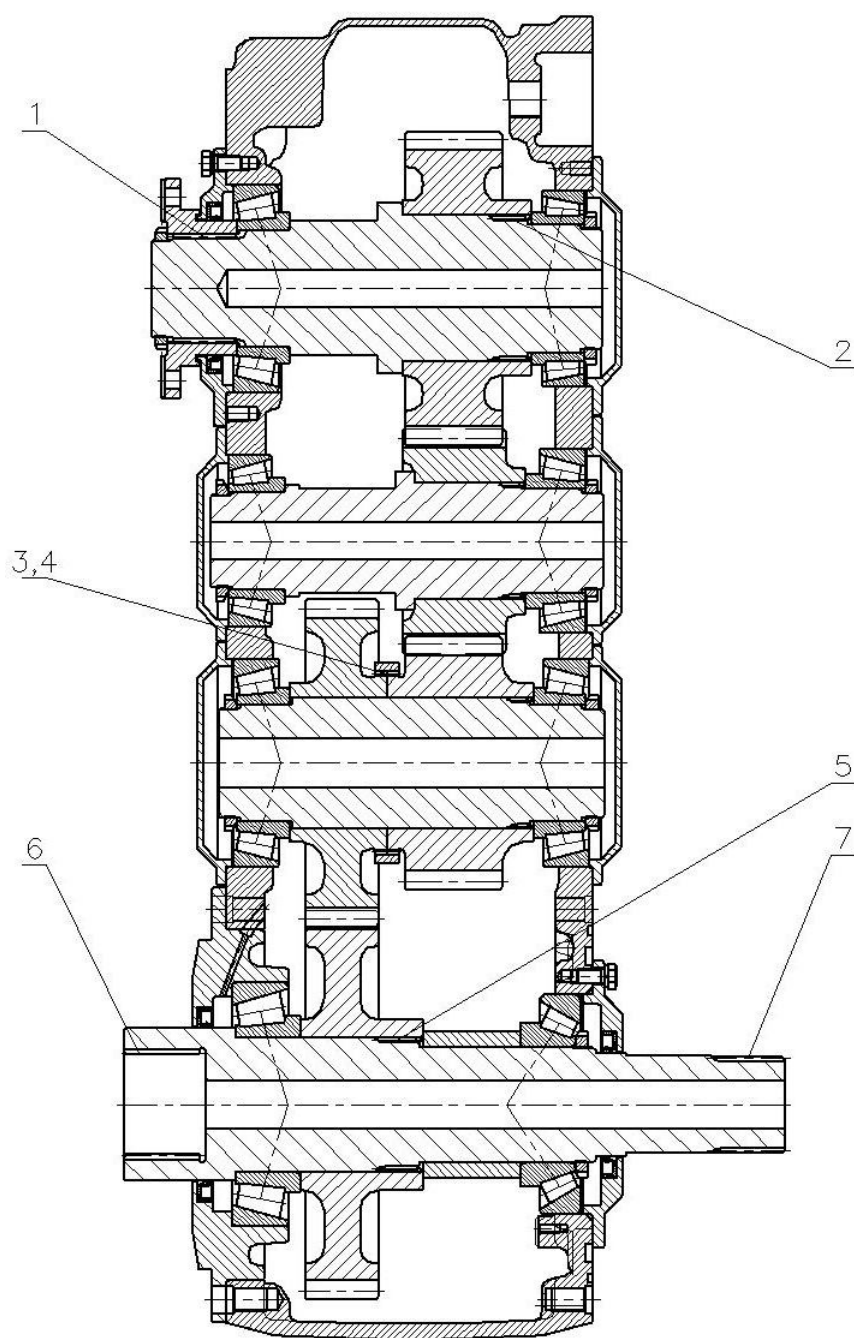
$l$  [mm] je společná délka stykové plochy,

$p_{DOV}$  [MPa] je dovolený tlak (obr. 7.2) dle [22], pro tvrdost na povrchu 60 HCR je zvolen  $p_{DOV} = 385$  MPa pro pevné uložení a  $p_{DOV} = 285$  MPa pro uložení pevné s možností mikroposuvů.



Obr. 7.2 – Dovolený tlak [22]

Přehled výsledků pevnostní kontroly je uveden v tabulce 7.1.



*Obr. 7.3 – Umístění evolventního drážkování*

Z tabulky 7.1, kde jsou uvedeny rozměry drážkování, a hodnoty pevnostní kontroly vyplývá, že všechna drážkování jsou dimenzována dostatečně ( $p < p_{Dov}$ ). Dovolенý tlak v bocích drážek je odečten z obr. 7.2 a to pro pevné uložení (kdy jsou jednotlivé díly zajištěny pevně maticí) a pro pevné uložení s možností mikroposuvů (spoj č. 3 a 4 na obr. 7.3 zajištěn proti posuvu objímky kolíkem).



Tab. 7.1 – Přehled rozměrů drážkování a hodnoty pevnostní kontroly

číslo	spojení	$u = 0,75$									
		$D$ [mm]	$z$ [-]	$D_a$ [mm]	$d_a$ [mm]	$d_s$ [mm]	$h$ [mm]	$l$ [mm]	$M_K$ [N.m]	$p$ [MPa]	$p_{Dov}$ [MPa]
1	vstup - H1	90	21	82	89,2	85,6	3,6	50	30000	265	385
2	H1 - kolo 1	120	28	112	119,2	115,6	3,6	30	30000	294	385
3	kolo 3 - objímka	150	36	142	149,2	145,6	3,6	13	18000	210	285
4	objímka - kolo 4										
5	kolo 5 - H4	110	26	102	109,2	105,6	3,6	30	22596	218	385
6	H4 - výstup vpřed	90	21	82	89,2	85,6	3,6	45	22596	222	385
7	H4 - výstup vzad	80	18	72	79,2	75,6	3,6	50	22596	264	385
číslo	spojení	$u = 0,95$									
		$D$ [mm]	$z$ [-]	$D_a$ [mm]	$d_a$ [mm]	$d_s$ [mm]	$h$ [mm]	$l$ [mm]	$M_K$ [N.m]	$p$ [MPa]	$p_{Dov}$ [MPa]
1	vstup - H1	90	21	82	89,2	85,6	3,6	50	30000	265	385
2	H1 - kolo 1	120	28	112	119,2	115,6	3,6	30	30000	294	385
3	kolo 3 - objímka	150	36	142	149,2	145,6	3,6	13	23750	277	285
4	objímka - kolo 4										
5	kolo 5 - H4	110	26	102	109,2	105,6	3,6	30	28597	276	385
6	H4 - výstup vpřed	90	21	82	89,2	85,6	3,6	45	28597	281	385
7	H4 - výstup vzad	80	18	72	79,2	75,6	3,6	50	28597	334	385

## 8 ZÁVĚR

Výsledkem této diplomové práce je konstrukční návrh čtyřhřídelové jednostupňové redukce nákladního automobilu, a to pro dva převodové poměry 0,75 a 0,95. Nejdůležitějším požadavkem bylo zachování dosud užívaného odlitku skříně, tedy vzdálenosti vstupního a výstupního hřídele 480 mm.

V úvodu byla provedena kontrola adhezního omezení, přičemž k adheznímu omezení dochází u aplikace 8x8 nebo 6x6 s vypnutým pohonem předních náprav. V tomto případě se však předpokládá využití pohonu všech kol (připojení pohonu předních náprav). Za této situace k adheznímu omezení nedochází, tzn. výpočty ozubení a hřídelů byly provedeny pro zadané maximální zatížení 30000 N.m (při zařazeném prvním převodovém stupni).

Při návrhu ozubení HCR bylo nutno přihlédnout ke všem omezením vyplývajícím z konstrukce skříně a vyhovět tak zadaným převodovým poměrům. Tato část práce byla nejnáročnější (i časově), nalézt správné kombinace počtu zubů jednotlivých ozubených kol bylo velice obtížné. Ozubená kola jsou vyrobena z materiálu 14 220.4.

Pevnostní kontrola ozubení byla provedena podle normy DIN 3990 Teil 41 metodou B určenou pro soukolí s nestandardním základním profilem (součinitel záběru profilu se blíží 2). Jedná se o porovnávací výpočet podle [9]. Pro dosažení životnosti soukolí v těžkých povozních podmínkách na úrovni min. 250 tis. km jsou minimální bezpečnosti v dotyku 0,3 až 0,4 a v ohybu 0,45 až 0,5. Nejmenší bezpečnosti jsou na vloženém kole, které je namáháno střídavým ohybem, je to bezpečnost v ohybu rovna 0,466 u převodového poměru 0,95. U ostatních kol jsou bezpečnosti v ohybu větší než 0,6. Bezpečnosti v dotyku jsou u všech kol větší, než v ohybu. Lze tedy konstatovat, že soukolí jsou dimenzována dostatečně.

Hřídele vyrobeny rovněž z materiálu 14 220.4 jsou kontrolovány staticky pro největší zatížení. Statické bezpečnosti jsou ve všech kontrolovaných místech větší než 2, což je dostačující. Dále byla kontrolována ohybová tuhost hřídelí. Byla vyhodnocena naklopení hřídelí pod ozubenými koly a pod vnitřními kroužky (kuželíkových) ložisek. Maximální přípustné naklopení hřídele pod kuželíkovým ložiskem je dáno výrobcem (odečteno z katalogu SKF) a je 4 úhlové minuty. Maximální naklopení hřídele pod ozubeným kolem by nemělo přesáhnout 3 až 7 minut. Z hlediska ohybové pevnosti jednotlivých hřídelí hodnoty naklopení nedosahují maximálních přípustných hodnot. Pouze hřídel H2 s vloženým kolem dosahuje hraničních hodnot naklopení pod ložisky, přičemž u ložiska B2 je naklopení rovno 4,012' (u varianty s převodovým poměrem 0,95). Jelikož této hodnoty je dosaženo pouze při

maximálním zatížení a přesahuje povolenou hodnotu jen mírně lze je považovat za vyhovující.

Pro uložení hřídelí ve skříní byla použita kuželíková ložiska. Protože nejsou známy parametry zátěžného spektra, jsou ložiska kontrolována pouze pro maximální zatížení při zařazeném prvním převodovém stupni. Trvanlivost ložisek se v tomto případě pohybuje v řádech desítek hodin. Pro prvotní posouzení ložisek je však tento způsob dostačující. Podrobnější výpočet ložisek je přenecháván specializovaným firmám (Tinken, SKF, INA).

V práci je rovněž uvedena kontrola spojení hřídelí s ozubenými koly. To je realizováno evolventním drážkováním. Všechna drážkování jsou dimenzována dostatečně a bezpečně přenesou požadovaný krouticí moment.

Součástí diplomové práce je sestavný výkres varianty s převodovým poměrem 0,95. A výrobní výkres ozubeného vloženého kola.

Na závěr lze konstatovat, že všechny cíle vytyčené v úvodu práce byly splněny. Navržené konstrukční řešení vyhovuje všem zadaným parametrům a je využitelné v praxi.

## SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

- [1] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. – Spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 stran. ISBN 80-7225-018-3.
- [2] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 3. doplněné vydání, Praha: Scientia, 1999, 985 stran. ISBN 80-7183-164-6.
- [3] MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II. – čelní ozubená kola*. Ostrava: Montanex, 2001, 291 stran. ISBN 80-7225-051-5.
- [4] MORVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 72 stran. ISBN 978-80-248-0878-9.
- [5] NĚMČEK, M.: *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. Ostrava: Montanex, 2003, 143 stran. ISBN 80-7225-111-2.
- [6] NĚMČEK, M.: *Návody do cvičení I – Konstrukce převodových skříní*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1993, 73 stran. ISBN 80-7078-200-5.
- [7] ŠALAMOUN, Č., SUCHÝ, M.: *Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 467 stran. ISBN 80-03-00532-9.
- [8] BALVÍN, M.: *Návrh dvoustupňové redukce těžkého nákladního automobilu*. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB-TU Ostrava, 2010, 66 s. Diplomová práce, vedoucí Moravec, V.
- [9] MORAVEC, V.: *Kontrolní pevnostní výpočet přídatných převodů TATRA*. Ostrava: Interní zpráva TATRA Kopřivnice, 2008.
- [10] MORAVEC, V. a kol.: *Evolventní čelní soukolí s prodlouženým trváním záběru*. Ostrava: Interní zpráva VŠB-TU, 2005. D7 VCJB.
- [11] UHERKOVÁ, L.: *Návrh kolové části těžkého nákladního automobilu s pravou planetou*. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB-TU Ostrava, 2010, 60 s. Diplomová práce, vedoucí Němček, M.
- [12] ČSN 01 4955: *Drážková spojení evolventní s úhlem profilu 30°. Jmenovité rozměry a veličiny*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1981.
- [13] DIN 3990, Teil 41: *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Anwendungsnorm für Fahrzeuggetriebe*. Deutsche Norm, 1990.
- [14] ISO 8667: *Commercial vehicles a buses – Cross-tooth gearbox flanges, type T*. Genève: International Organization for Standardization, 1992.
- [15] TATRA, a.s. [online]. [cit. 2011-01-24]. Dostupný z WWW: <[www.tatra.cz](http://www.tatra.cz)>.

- [16] *MAN Truck & Bus* [online]. [cit. 2011-03-22]. Dostupný z WWW: [www.mantruckandbus.com](http://www.mantruckandbus.com).
- [17] *MAN Engines & Components* [online]. [cit. 2011-03-22]. Dostupný z WWW: [www.man-engines.com](http://www.man-engines.com).
- [18] *Driveline and Chassis Technology* [online]. [cit. 2011-03-22]. Dostupný z WWW: [www.zf.com](http://www.zf.com).
- [19] *SKF – Interaktivní katalog*. [online]. [cit. 2011-04-04]. Dostupný z WWW: [http://www.skf.com/portal/skf\\_cz/home](http://www.skf.com/portal/skf_cz/home).
- [20] MUSIL, R.: *Prodej olejů a maziv*. [online]. [cit. 2011-03-03]. Dostupný z WWW: [www.oleje-mazivo.cz](http://www.oleje-mazivo.cz).
- [21] *Spicer Nordiska Kardan AB* [online]. [cit. 2011-04-01]. Dostupný z WWW: [www.nordkardan.se](http://www.nordkardan.se).
- [22] FOLTA, Z.: *Zdenek Folta – VSB-TU Ostrava, Dovolný měrný tlak*. [online]. [cit. 2011-04-10]. Dostupný z WWW: <http://www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm>.
- [23] Oddělení vývoje Tatra a.s.: *Odborné konzultace*.

## **Programové vybavení**

- [24] NĚMČEK, M.: *Geometrie*. Program pro kontrolu geometrie ozubených kol, verze 3, 2009.
- [25] NĚMČEK, M.: *ČSNw*. Program pro pevnostní výpočet ozubených kol, verze 2.0, 2010.
- [26] MIKEŠ, I., NĚMČEK, M.: *Hřídel*. Analýza staticky určitého resp. neurčitého hřídele namáhaného prostorovým ohybem a krutem metodou konečných prvků, verze 3.0, 1998.

## SEZNAM PŘÍLOH

- [A] *Geometrie ozubení ( $u = 0,75$ ), 3 strany.*
- [B] *Geometrie ozubení ( $u = 0,95$ ), 3 strany.*
- [C] *Pevnostní výpočet zubení ( $u = 0,75$ ), 3 strany.*
- [D] *Pevnostní výpočet zubení ( $u = 0,95$ ), 3 strany.*
- [E] *Hřidel H1. Průběhy posouvajících sil, ohybových momentů a průhybů, 2 strany.*
- [F] *Hřidel H2. Průběhy posouvajících sil, ohybových momentů a průhybů, 2 strany.*
- [G] *Hřidel H3. Průběhy posouvajících sil, ohybových momentů a průhybů, 2 strany.*
- [H] *Hřidel H4. Průběhy posouvajících sil, ohybových momentů a průhybů, 2 strany.*
- [I] *DP-00: Redukce 0,95, A0.*
- [J] *DP-00-SP: Redukce 0,95 – seznam položek, 3 x A4.*
- [K] *DP-07: Kolo 2, A3.*